

VŠB- Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Přímé odměřování polohy vřetene

Direct Admeasurement of a Spindle Position

Student:

Bc. Lukáš Říha

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Říha**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Přímé odměřování polohy vřetene**
Direct Admeasurement of a Spindle Position
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete přímé odměřování polohy vřeten soustružnického automatu TMZ842NG pro práci z tyčového materiálu. Navrhnete přívod signálů na vřetena společně s mazáním ložisek vřeten středem koaxiálních hřídelů pro pohon vřeten a uchycení čidel na vřetenovém bubnu.

Použité prvky:

- pohon vřeten – řízený AC motor Siemens 1PH8103-1DG02-0BA1,
- šíповé ozubené řemeny Good-Year,
- magnetické encodery fy Heidenhain řady ERM,
- rotační kroužkový sběrač fy LTN.

1. Doporučte systém propojení encoderů a rotačního kroužkového sběrače.
 2. Navrhnete konstrukční úpravu vřetene a nosné rozety bubnu.
 3. Vypracujte sestavný výkres konstrukčního řešení a výkresy centrální trubky a jejího uložení v bubnu a ve skříni pohonů.
 4. Proveďte rozbor předpokládaného zlepšení přesnosti polohování oproti současnému řešení
 5. Práci doplňte potřebnými výpočty včetně kontroly vlastních kmitů vylehčené transmise.
- Práci zpracujte ve spolupráci se zadavatelem, firmou Tajmac-ZPS, a.s., Zlín.

Seznam doporučené odborné literatury:

- Boháček, F. Části a mechanismy strojů I a II. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. Části strojů - svazek 1. a 2. Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. Pružnost a pevnost ve strojírenství. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016

Handwritten signature in blue ink, reading "Jiří Lukáš".

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/1200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 ods. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě 16.5.2016



.....
podpis studenta

Babice 408

Babice, 687 03

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŘÍHA, Lukáš. *Přímé odměřování polohy vřetene: Diplomová práce*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2016, 62 s, vedoucí: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

V diplomové práci je řešen návrh přímého odměřování polohy vřeten vícevřetenového automatu. V úvodní části je řešen návrh odměřovacího systému a porovnání předpokládaného zlepšení přesnosti polohování. V další části je provedena analýza pohonu vřeten a následné výpočty vylehčené transmise pohonu vřeten, včetně kontroly vlastních kmitů centrálních hřídelí. Poté je provedeno porovnání původní a vylehčené transmise pohonu vřeten z pohledu kritických otáček u centrálních hřídelí.

Výkresová dokumentace obsahuje výkres sestavy a dílenské výkresy vybraných dílů, které jsou přiloženy k práci.

ANOTATION OF THESIS

ŘÍHA, Lukáš. *Direct admeasurement of a spindle position: Diploma Thesis*. Ostrava: Department of Production Machinery and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2016, 62 p. Thesis, head: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

This diploma thesis solves design direct admeasurement of a spindle lathe of multi spindle lathe. The first part solves design admeasurement systems and comparison presumed improvement accuracy of a position. After the first part, there is make a analysis of drive spindles and calculations of a lightweight transmission of spindles, including own oscilation of central shafts and the next step is comparison between original and lightweight transmission.

Drawings contains drawing of set and workshop drawings of selected parts, which are included.

OBSAH

OBSAH	7
SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ	8
1. ÚVOD	13
1.1 Cíle Diplomové práce	13
2. POPIS VÍCEVŘETENOVÝCH SOUSTRUŽNICKÝCH AUTOMATŮ	14
2.1 Použití vícevřetenových automatů	14
2.2 Princip funkce	15
2.3 Popis stroje TMZ 842CNC	16
3. REŠERŠE V OBLASTI ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY NA CNC STROJÍCH	20
3.1 Základní rozdělení odměřovacích systémů	20
3.1.1 Druhy odměřovacího signálu	20
3.1.2 Způsoby odměřování	20
3.1.3 Druh získané informace	22
4. NÁVRH ODMĚŘOVACÍHO SYSTÉMU	23
5. ROZBOR PŘESNOSTI POLOHOVÁNÍ	25
5.1 Polohování vřetena	25
5.2 Původní polohování vřetena	25
5.3 Porovnání původní přesnosti polohování vřetena oproti novému řešení polohování	26
6. VÝPOČTY A KONTROLA VYBRANÝCH DÍLŮ	27
6.1 Kontrola svarů vodící hřídele	27
6.2 Kontrola vylehčené transmise pohonu vřeten	33
6.2.1 Výpočet otáček, krouticích momentů a tok výkonů	34
6.2.2 Pevnostní kontrola centrálních hřidelí	36
6.2.3 Kontrola vlastních kmitů	54
7. ZÁVĚR	60
8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ	61
9. PŘÍLOHY	63

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

Označení	Význam	Jednotka
$\sum M_{iA}$	Suma momentů k podpoře A	[-]
$\sum M_{iB}$	Suma momentů k podpoře B	[-]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[-]
D_t	Vnější průměr trubky	[mm]
D_v	Vnější průměr hřídele	[mm]
$F_{r_{1,2}}$	Radiální síla od kola 1 na kolo 2	[N]
$F_{r_{2,1}}$	Radiální síla od kola 2 na kolo 1	[N]
$F_{r_{3,4}}$	Radiální síla od kola 3 na kolo 4	[N]
$F_{r_{4,3}}$	Radiální síla od kola 4 na kolo 3	[N]
$F_{t_{1,2}}$	Obvodová síla od kola 1 na kolo 2	[N]
$F_{t_{2,1}}$	Obvodová síla od kola 2 na kolo 1	[N]
$F_{t_{3,4}}$	Obvodová síla od kola 3 na kolo 4	[N]
$F_{t_{4,3}}$	Obvodová síla od kola 4 na kolo 3	[N]
F_o	Předepjatá osová síla	[N]
F_s	Svěrná síla	[N]
F_{xyx1}	Posouvající síla v řezu A-A v rovině X-Y	[N]
F_{xyx2}	Posouvající síla v řezu B-B v rovině X-Y	[N]
F_{xyx3}	Posouvající síla v řezu C-C v rovině X-Y	[N]
F_{xyx4}	Posouvající síla v řezu D-D v rovině X-Y	[N]
F_{xzx1}	Posouvající síla v řezu A-A v rovině X-Z	[N]
F_{xzx2}	Posouvající síla v řezu B-B v rovině X-Z	[N]
F_{xzx3}	Posouvající síla v řezu C-C v rovině X-Z	[N]
J_{SV_x}	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
L_s	Délka svěrného spoje	[mm]
M_{k_1}	Krouticí moment předlokové hřídele	[Nm]
M_{k_2}	Krouticí moment centrální hřídele	[Nm]
M_{k_M}	Krouticí moment motoru	[Nm]
M_{k_v}	Krouticí moment na vřetenu	[Nm]

$M_{k_{xy}x1}$	Krouticí moment v řezu A-A v rovině X-Y	[Nm]
$M_{k_{xy}x2}$	Krouticí moment v řezu B-B v rovině X-Y	[Nm]
$M_{k_{xy}x3}$	Krouticí moment v řezu C-C v rovině X-Y	[Nm]
$M_{k_{xy}x4}$	Krouticí moment v řezu D-D v rovině X-Y	[Nm]
$M_{k_{xz}x1}$	Krouticí moment v řezu A-A v rovině X-Z	[Nm]
$M_{k_{xz}x2}$	Krouticí moment v řezu B-B v rovině X-Z	[Nm]
$M_{k_{xz}x3}$	Krouticí moment v řezu C-C v rovině X-Z	[Nm]
$M_{o_{max}}$	Maximální ohybový moment	[Nm]
$M_{o_{xy}x1}$	Ohybový moment v řezu A-A v rovině X-Y	[Nm]
$M_{o_{xy}x2(A-A)}$	Ohyb. moment v místě A-A roviny X-Y	[Nm]
$M_{o_{xy}x2}$	Ohybový moment v řezu B-B v rovině X-Y	[Nm]
$M_{o_{xy}x3}$	Ohybový moment v řezu C-C v rovině X-Y	[Nm]
$M_{o_{xy}x4}$	Ohybový moment v řezu D-D v rovině X-Y	[Nm]
$M_{o_{xz}x1}$	Ohybový moment v řezu A-A v rovině X-Z	[Nm]
$M_{o_{xz}x2(A-A)}$	Ohyb. moment v místě A-A roviny X-Z	[Nm]
$M_{o_{xz}x2}$	Ohybový moment v řezu B-B v rovině X-Z	[Nm]
$M_{o_{xz}x3}$	Ohybový moment v řezu C-C v rovině X-Z	[Nm]
$M_{k(A-A)}$	Výsledný krouticí moment v místě A-A	[Nm]
$M_{o(A-A)}$	Výsledný ohybový moment v místě A-A	[Nm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
M_{o1}	Přídavný ohybový moment	[Nm]
M_{o2}	Přídavný ohybový moment	[Nm]
M_u	Utahovací moment	[Nm]
P_1	Výkon předlokové hřídele	[W]
P_2	Výkon centrální hřídele	[W]
P_M	Výkon motoru	[W]
P_v	Výkon na vřetenu	[W]
R_{aA}	Axiální reakce v podpoře A	[N]
$R_{e(C45)}$	Mez kluzu materiálu C45	[MPa]
R_e	Mez kluzu	[MPa]

$R_{m(C45)}$	Mez pevnosti v tahu materiálu C45	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_{xyA}	Reakce v podpoře A v rovině XY	[N]
R_{xyB}	Reakce v podpoře B v rovině XY	[N]
R_{xzA}	Reakce v podpoře A v rovině XZ	[N]
R_{xzB}	Reakce v podpoře B v rovině XZ	[N]
W_{oSV_X}	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
d_1	Roztečná kružnice kola 1	[mm]
d_3	Roztečná kružnice kola 3	[mm]
$i_{1,2}$	Převodový poměr soukolí 1	[-]
$i_{2,3}$	Převodový poměr soukolí 2	[-]
$i_{\dot{r}}$	Převodový poměr řemenového převodu	[-]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
$k_{d\sigma A-A}$	Souč. dynamické bezpečnosti v ohybu v A-A	[-]
$k_{s_t A-A}$	Souč. statické bezpečnosti ve smyku v A-A	[-]
k_3	Převodní součinitel koutových svarů	[-]
k_A	Dynamický součinitel	[-]
$k_{s(A-A)}$	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_{vA-A}	Výsledná bezpečnost v průřezu A-A	[-]
m_1	Hmotnost náboje č. 1	[kg]
m_2	Hmotnost náboje č. 2	[kg]
m_n	Modul normální	[-]
n_1	Otáčky předlokové hřídele	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky centrální hřídele	[min ⁻¹]
$n_{krit.}$	Kritické otáčky	[min ⁻¹]
$n_{krit.1}$	Kritické otáčky hřídele č. 1	[min ⁻¹]
$n_{krit.8}$	Kritické otáčky hřídele č. 8	[min ⁻¹]
$n_{krit0,8}$	Kritické otáčky v podkritickém provozu	[min ⁻¹]
$n_{krit8(MKP)}$	Kritické otáčky hřídele č. 8 stanovené metodou MKP	[min ⁻¹]
n_m	Otáčky motoru	[min ⁻¹]

n_v	Otáčky vřetena	$[\text{min}^{-1}]$
x_1	Vzdálenost řezu A-A od podpory A	$[\text{mm}]$
x_2	Vzdálenost řezu B-B od podpory A	$[\text{mm}]$
x_3	Vzdálenost řezu C-C od podpory B	$[\text{mm}]$
x_4	Vzdálenost řezu D-D od podpory B	$[\text{mm}]$
y_1	Statický průhyb pod nábojem č. 1	$[\text{mm}]$
y_2	Statický průhyb pod nábojem č. 2	$[\text{mm}]$
y_c	Celkový statický průhyb pod nábojem č. 1	$[\text{mm}]$
y_{max}	Maximální průhyb hřídele	$[\text{mm}]$
z_1	Počet zubů ozubeného kola 1	$[-]$
z_2	Počet zubů ozubeného kola 2	$[-]$
z_3	Počet zubů ozubeného kola 3	$[-]$
z_4	Počet zubů ozubeného kola 4	$[-]$
$z_{ř1}$	Počet zubů řemenice 1	$[-]$
$z_{ř2}$	Počet zubů řemenice 2	$[-]$
α_n	Úhel profilu zubu	$[\text{°}]$
$\alpha_{\sigma AA}$	Vrubový součinitel pro ohyb	$[-]$
$\alpha_{\tau AA}$	Vrubový součinitel pro krut	$[-]$
β_{A-A}	Vrubový součinitel v průřezu A-A	$[-]$
δ_{D_2}	Dovolený průhyb hřídele pod oz. kolem č. 2	$[\text{mm}]$
δ_{D_3}	Dovolený průhyb hřídele pod oz. kolem č. 3	$[\text{mm}]$
δ_D	Dovolený maximální průhyb hřídele	$[\text{mm}]$
ε_{vAA}	Součinitel velikosti součásti v průřezu A-A	$[-]$
$\eta_{ř}$	Účinnost řemenového převodu	$[-]$
η_L	Účinnost ložisek	$[-]$
η_{oz}	Účinnost ozubení	$[-]$
η_{pAA}	Součinitel jakosti povrchu v průřezu A-A	$[-]$
ρ_{AA}	Poloměr vrubu v průřezu A-A	$[-]$
σ_{Dt}	Dovolené napětí v tahu	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{a_o A-A}$	Amplituda napětí v průřezu A-A	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{c_o(C45)}$	Základní mez únavy v ohybu	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{c_o(C45)A-A}^*$	Mez únavy skutečné součásti v A-A	$[\text{MPa}]$

σ_{redAA}	Redukované napětí v průřezu A-A	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{soA-A}	Ohybové napětí v průřezu A-A	[MPa]
$\tau_{\perp}^{M_0}$	Napětí ve svaru od ohybového namáhání	[MPa]
τ_{\perp}^F	Napětí ve svaru od smykového namáhání	[MPa]
τ_{sA-A}	Smykové napětí v průřezu A-A	[MPa]
φ_{D_2}	Dovolené natočení oz. kola č. 3	[°]
φ_{D_3}	Dovolené natočení oz. kola č. 3	[°]
φ_{D_L}	Dovolené natočení kuličkových ložisek	[°]
F	Síla	[N]
K	Součinitel uložení hřídele	[-]
L	Rameno síly	[mm]
a	Vzdálenost	[mm]
g	Gravitační konstanta	[m/s ²]
m	Hmotnost	[kg]
p	Kontaktní tlak	[MPa]
t	Tloušťka	[mm]
y	Deformace vodící hřídele	[mm]
β	Součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]

1. ÚVOD

V diplomové práci je řešen návrh přímého odměřování polohy vřeten soustružnického automatu TMZ842NG pro práci z tyčového materiálu. V práci je proveden rozbor předpokládaného zlepšení přesnosti polohování oproti původnímu systému. Diplomová práce dále obsahuje výpočtovou část, kde je provedena analýza pohonu vřeten a následné výpočty vylehčené transmise pohonu vřeten, včetně kontroly vlastních kmitů centrálních hřídelí. Dále provedeno porovnání původní a vylehčené transmise pohonu vřeten z pohledu kritických otáček u centrálních hřídelí.

1.1 Cíle Diplomové práce

Cílem této diplomové práce je:

1. Návrh propojení encoderů a rotačního kroužkového sběrače
2. Rozbor předpokládaného zlepšení přesnosti polohování oproti současnému řešení
3. Provedení analýzy pohonu vřeten
4. Pevnostní výpočty vybraných dílů včetně vlastních kmitů centrálních hřídelí
5. Výkresová dokumentace
 - Výkres sestavy konstrukčního řešení
 - Výrobní výkresy vybraných dílů

2. POPIS VÍCEVŘETENOVÝCH SOUSTRUŽNICKÝCH AUTOMATŮ

2.1 Použití vícevřetenových automatů

Konstrukční řešení vícevřetenových automatů je plně podřízeno jejich prioritnímu nasazení v hromadné a velkosériové výrobě. Základním znakem je vysoká produktivita. Základem je otočně uložený vřetenový buben, který umožňuje provedení několika nezávislých



Obr. 2.1 Vícevřetenový soustružnický automat TMZ842CNC [7]

obráběcích operací současně na všech vřetenech. Po dokončení všech požadovaných operací se vřetenový buben přetočí do následující pracovní polohy. Na konci cyklu je jeden hotový výrobek. Na obrázku 2.2 jsou vidět typické výrobky zhotovené na soustružnickém automatu.



Obr. 2.2 Ukázka součástí vyráběných na vícevřetenovém automatu[7]

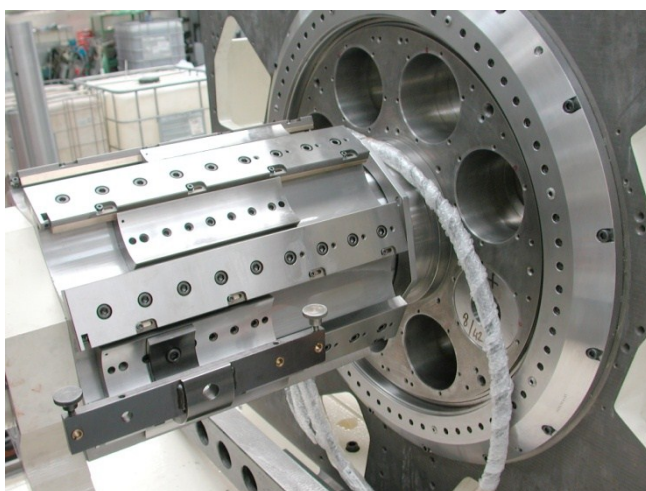
2.2 Princip funkce

Počet vřeten automatu je nejčastěji šest, osm nebo pět a tyto vřetena jsou rovnoměrně rozmístěny na roztečné kružnici uvnitř vřetenového bubnu Obr. 2.3. Přetáčení vřeten do jednotlivých pracovních poloh je realizováno právě pomocí vřetenového bubnu. V bubnu je ve vřetenech uložen kleštinový upínač a podavač materiálu. Přetáčení vřetenového bubnu je řešeno pomocí krokovacího mechanismu. Na zadním čele vřetenového bubnu je upevněn věnec pro jeho přetáčení. Na čele bubnu je trojice věnců s čelním ozubením, které slouží k zajištění a zpevnění polohy bubnu.

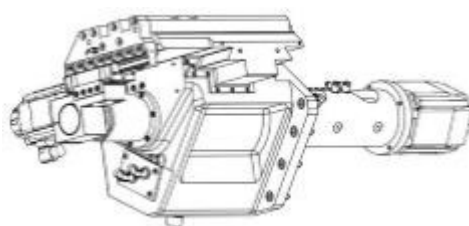
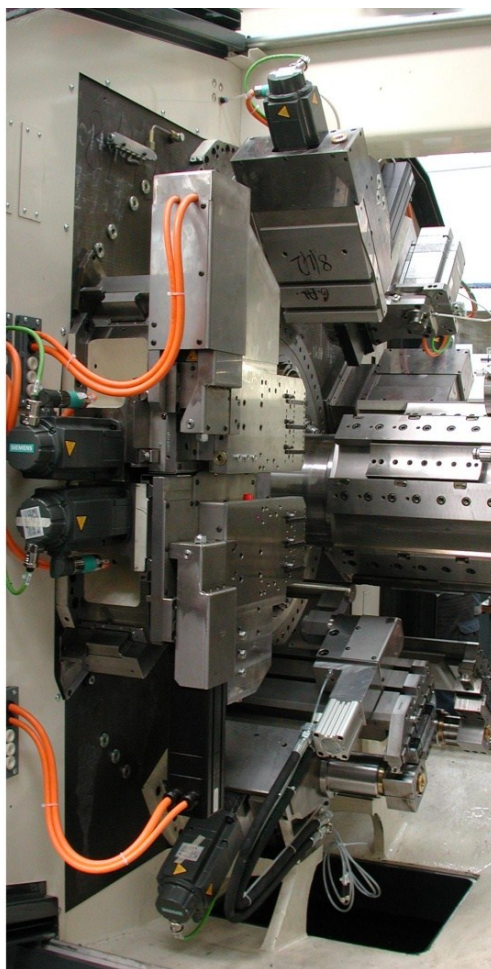
Ve vřetenovém bubnu je uložena centrální vodící trubka, na níž je uložen centrální suport s podélnými suporty Obr. 2.4 pro příslušenství nebo pro nástroje orientované čelem k obrobku. Pohyby těchto suportů byly dříve řízeny pomocí vačkových mechanismů, nyní jsou řízeny servopohony. Každé vřeteno má rovněž v příčném směru křížové suporty Obr. 2.5, zajišťující obrábění v radiálním směru.



Obr. 2.3 Vřetenový buben [7]



Obr. 2.4 Těleso podélných suportů (osmibok) [7]



Obr. 2.5 Křížové suporty [7]

2.3 Popis stroje TMZ 842CNC

Jedná se o osmivřetenový soustružnický automat pro výrobu z tyčového materiálu do průměru 42 mm s opcí na 48 mm, odlitku nebo výkovku do průměru 168 mm. Hlavními produkty jsou převážně rotační součásti pro automobilový průmysl. Další oblastí využití tohoto stroje je výroba jednotlivých částí ložisek, ventily, komponenty pro letecký průmysl, armatury a munice. Právě



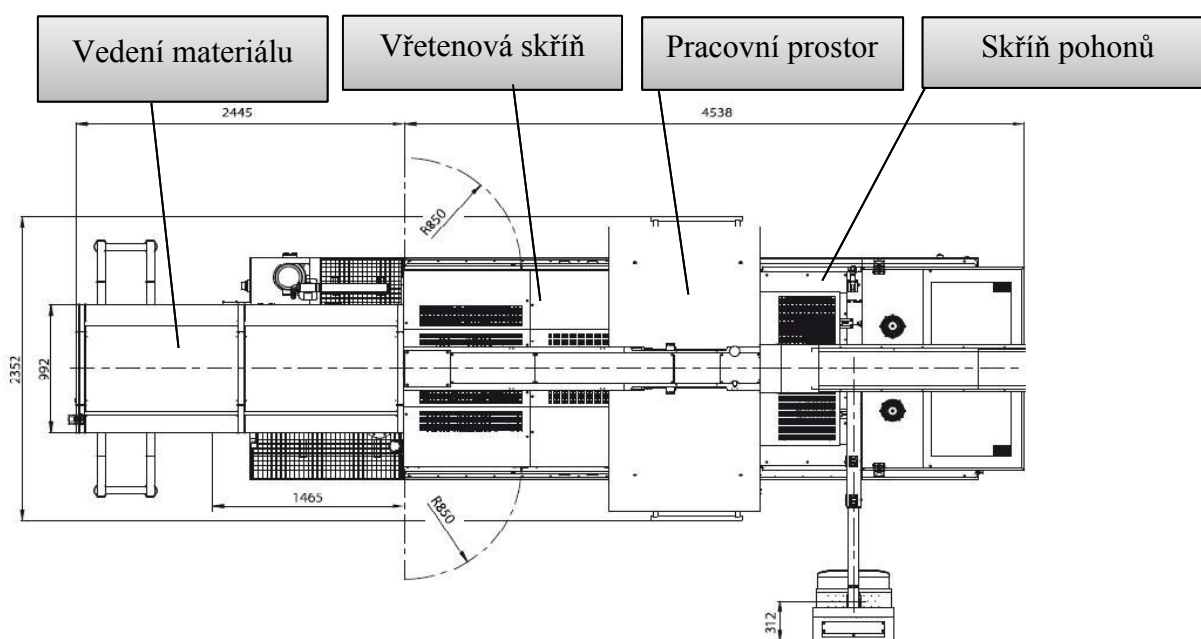
Obr. 2.6 TMZ 842CNC [7]

díky výrobě munice tento stroj vznikl. Předností stroje je vysoká tepelná stabilita a tuhost

srovnatelná s vačkovými stroji. Přehled technických parametrů stroje je uveden na Obr. 2.7 a na Obr. 2.8 je uveden rozměrový náčrt.

Technické parametry	
počet vřeten	8
max. průměr tyče	42 mm
max. délka podání	180 mm
max. otáčky vřeten	4 500 min ⁻¹
max. výkon motoru vřetena	11 kW
max. celkový výkon motorů vřeten	88 kW
jmenovitý krouticí moment vřetena	66 Nm
čas přetočení bubnu o 1 polohu	1 s
max. počet podélných suportů	8
max. počet křížových suportů	7
počet upichovacích suportů	1

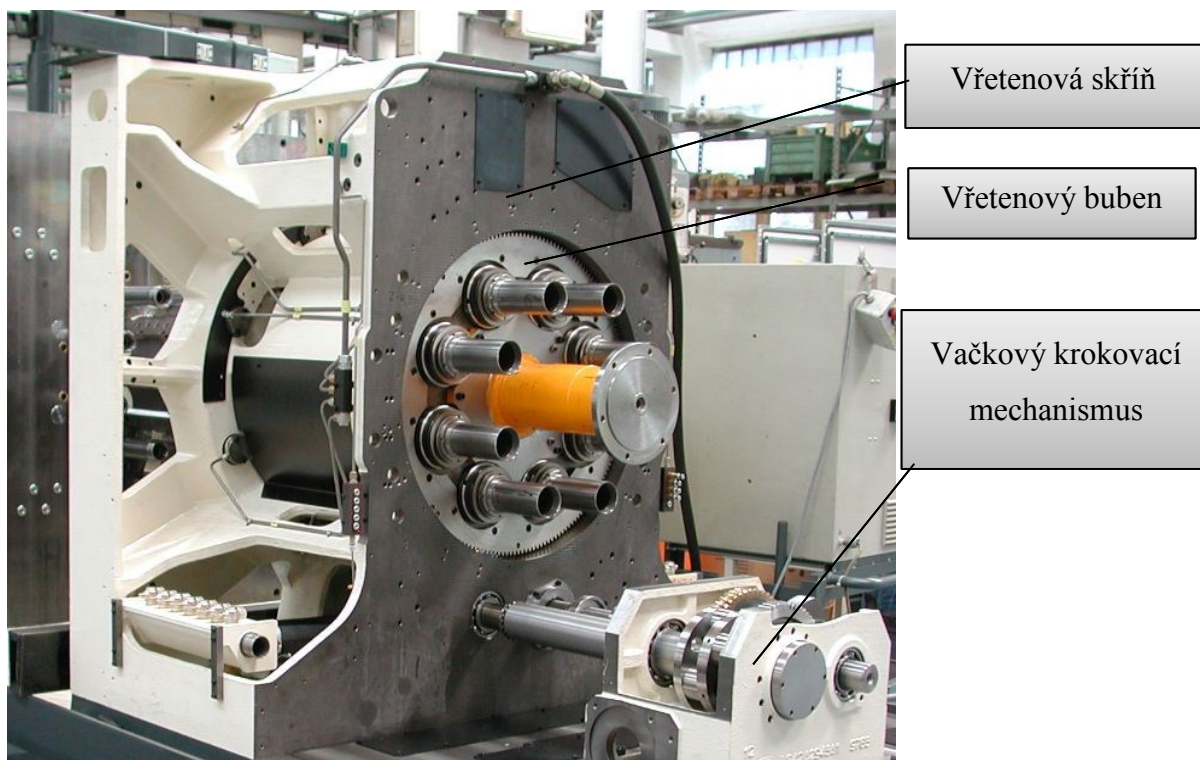
Obr. 2.7 Technické parametry stroje [7]



Obr. 2.8 Rozměrový náčrt stroje [7]

Vřetenová skříň:

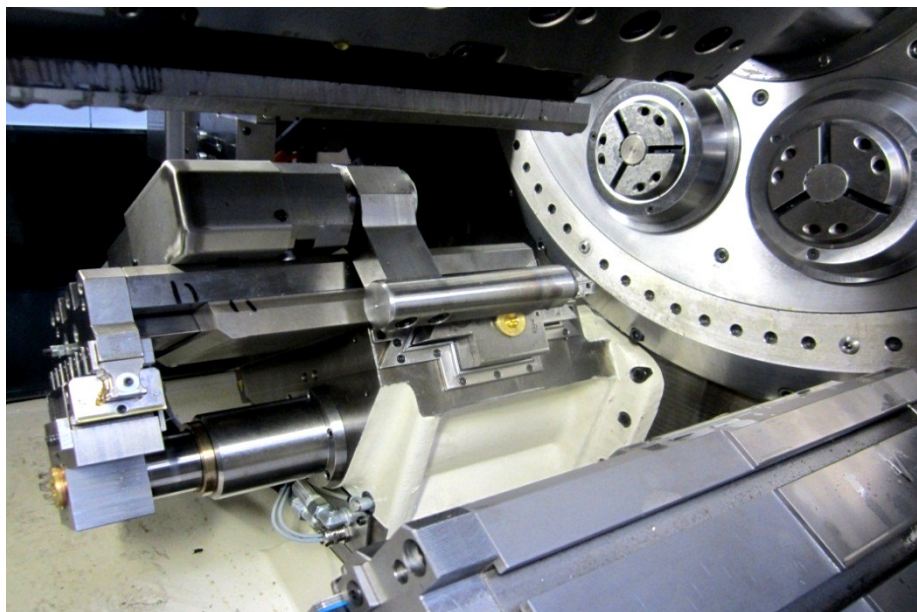
Vřetenová skříň obsahuje vřetenový buben s pracovními vřeteny, upínač a podavač tyčového materiálu, doraz materiálu a také CNC pohony křížových suportů a CNC pohon nástrojového suportu opracování ze strany úpichu. Vřetenová skříň je vyrobena jako odlitek, což zajišťuje vysokou tuhost, tepelnou stabilitu a absorpci chvění.



Obr. 2.9 Vřetenová skříň [7]

Pracovní prostor:

V pracovním prostoru stroje se odehrává obráběcí proces. V tomto prostoru se nachází suporty křížové, suport pro obrábění ze strany úpichu a také centrální suport s osmi podélnými sáněmi (osmibok).

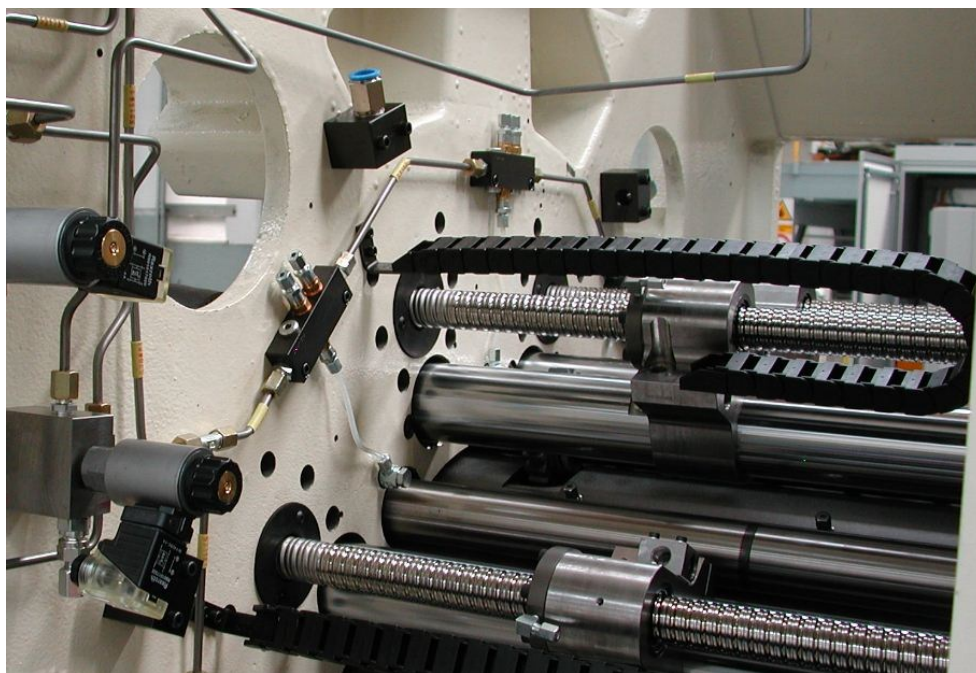


Obr. 2.10 Doraz materiálu [7]

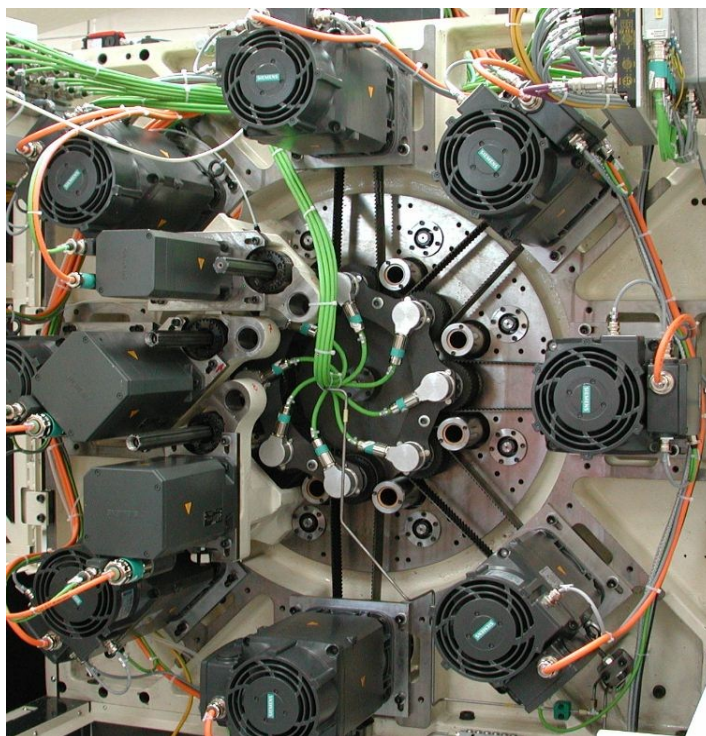
V pracovním prostoru je také doraz materiálu zobrazený na Obr. 2.10. Doraz materiálu slouží k nastavení přesného podání materiálu. Přiklápění je ovládáno hydraulicky. Díky svému umístění na příčném suportu v pracovním prostoru usnadňuje nastavení vlastní délky podání.

Skříň pohonů:

Ve skříni pohonů jsou uloženy pohony posuvů podélných suportů a pohony volitelných opcí (rotační osy protivřeten). Na zadním čele jsou uloženy motory pro pohon vřeten a rotačních osových nástrojů. Každému vřetenu tedy přísluší jeden motor, což umožňuje nezávislé otáčky každého vřetena.



Obr. 2.11 Kuličkové šrouby pro pohon posuvů podélných suportů [7]



Obr. 2.12 Zadní konzola s motory [7]

3. REŠERŠE V OBLASTI ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY NA CNC STROJÍCH

Pro odměřování polohy nástroje vůči nulovému bodu obrobku (stroje) používáme snímače polohy. Snímače polohy patří k nejdůležitějším prvkům stroje, protože se přímo podílí na výsledné kvalitě a přesnosti polohování obráběcího stroje a tím pádem i na přesnosti obrobku.

Charakteristickým parametrem odměřování je jeho základní inkrement. Základní inkrement je jeho nejmenší rozlišitelná délková míra. Inkrement by mělo být celé číslo, ale moderní CNC systémy umí rozpoznat i obecnou velikost inkrementu.

3.1 Základní rozdělení odměřovacích systémů

Odměřovací systémy dělíme podle:

- a) Druhu odměřovacího signálu
- b) Způsobu odměřování
- c) Druhu získané informace

3.1.1 Druhy odměřovacího signálu

Odměřovací signály jsou založeny na základě fyzikálních principů získávání informace o poloze.

- a) Fotoelektrické
- b) Induktivní
- c) Magnetické
- d) Laserové

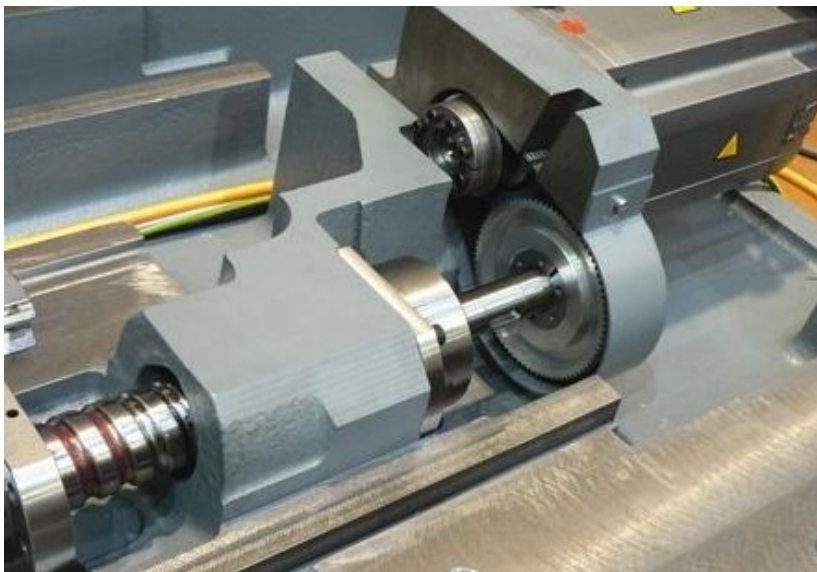
3.1.2 Způsoby odměřování

Jedná se o nejzákladnější rozdělení a to na přímé a nepřímé odměřování polohy.

- a) Nepřímé odměřování polohy

U nepřímého odměřování polohy se neodměřuje poloha pohybující se části obráběcího stroje přímo, ale odměřuje se pouze poloha pohybového mechanismu, např. úhel natočení kuličkové šroubu. Tohoto způsobu odměřování se používá u méně náročných aplikací nebo u

os, pro které je charakteristický malý zdvih. Nevýhodou toho systému je, že přesnost polohy je značně ovlivněna teplotními dilatacemi pohybových mechanismů a nepřesností převodů.

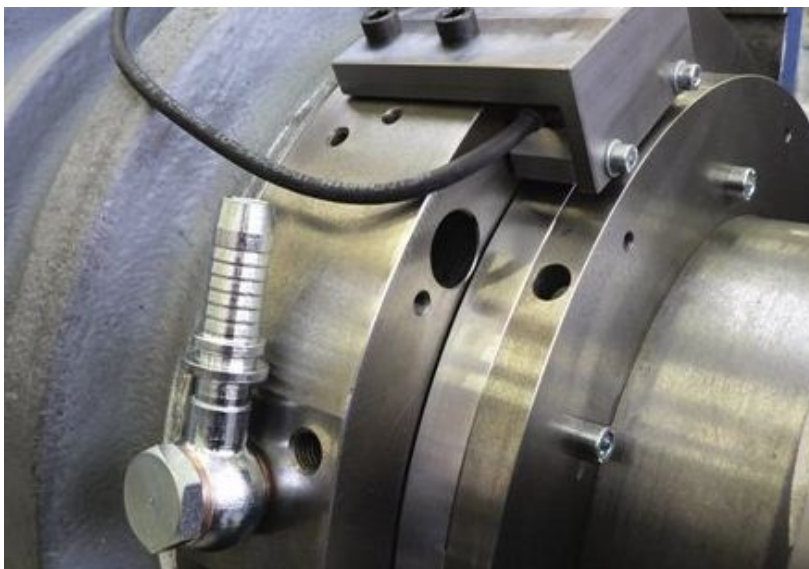


Obr. 3.1 Nepřímé odměřování [8]

Konstrukční řešení osy s nepřímým odměřováním polohy je jednodušší a tím pádem i levnější, protože využívání odměřování zabudované v motoru příslušné osy a tím odpadají další konstrukční prvky pro jeho připevnění.

b) Přímé odměřování polohy

K eliminaci nedostatků nepřímého odměřování a ke zvýšení přesnosti se používá odměřování přímé. Přímé odměřování spočívá v tom, že odměřovací systémy jsou namontovány přímo na pohybujičích se částech stroje. Umisťují se co nejblíže pohybujičímu nástroji, aby se vyloučily



Obr. 3.2 Přímé odměřování [8]

teplotní dilatace konstrukce. Toto řešení je ve svém důsledku konstrukčně náročnější a tím pádem i dražší.

3.1.3 Druh získané informace

Dalším bodem jak posuzovat odměřování, je druhy signálu, který daný odměřovací systém poskytuje jako aktuální informaci o poloze. Dělíme je na inkrementální, nebo na absolutní.

a) Inkrementální odměřování

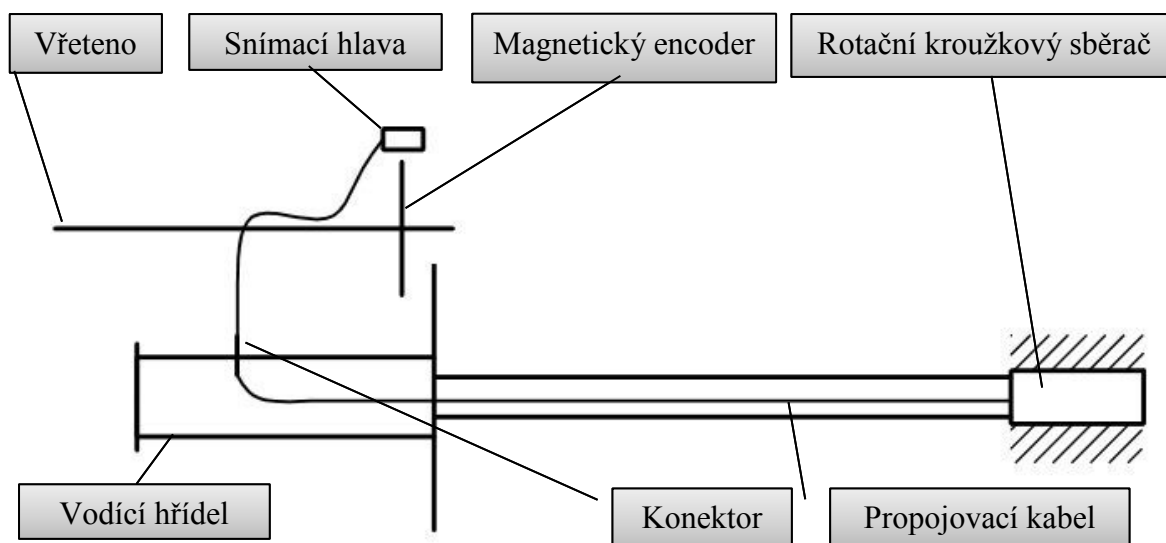
Řídicí systém dostává informaci ve formě impulzů, které počítá od pevně stanovené polohy. Této poloze se říká poloha referenční.

Po zapnutí stroje se musí nejprve ve všech osách najet referenční body, aby se inicializoval souřadný systém a až poté je stroj připraven k práci.

b) Absolutní odměřování

Tento způsob poskytuje řídicímu systému informaci o poloze os okamžitě a to vzhledem k souřadnému systému stroje. Největší výhoda této vlastnosti spočívá v tom, že se zkracuje čas přípravy stroje na obrábění.

4. NÁVRH ODMĚŘOVACÍHO SYSTÉMU



Obr. 4.1 Schéma odměřovacího systému

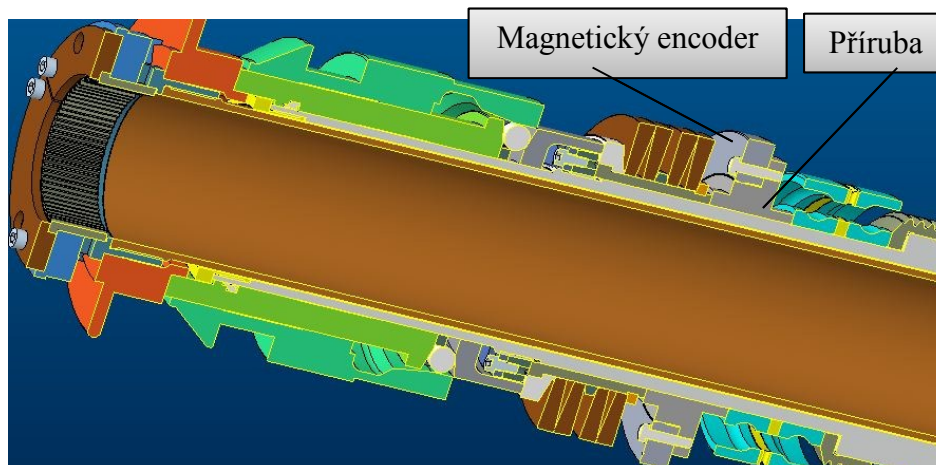
Na vřetenech jsou umístěny magnetické encodery a na vřetenovém bubnu jsou přichyceny snímací hlavy, které snímají pohyb magnetického encoderu a tím pádem i polohu vřetena. Ve vodící hřídeli jsou umístěny konektory propojující snímací hlavu a rotační kroužkový sběrač. Přívod signálů je veden středem koaxiálních hřídelů společně s mazáním ložisek vřeten.

Magnetický encoder a snímací hlava:

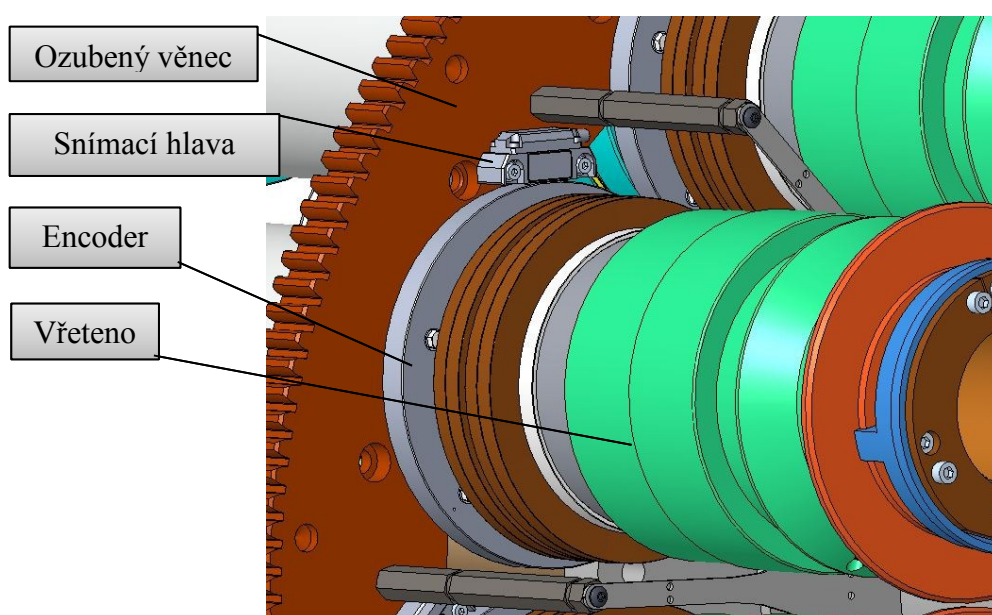
Zvolil jsem magnetický encoder řady ERM 200 od firmy Heidenhain a jemu příslušnou snímací hlavu. Tento modulární magnetický encoder je zvláště vhodný pro použití na výrobních strojích. Jeho velký vnitřní průměr a kompaktní konstrukce snímací hlavy jsou určeny pro polohování vřeten. Na Obr. 4.3 je vidět uchycení magnetického kroužku na vřetenu a na Obr. 4.4 uchycení snímací hlavy k ozubenému věnci, který je součástí vřetenového bubnu.



Obr. 4.2 Magnetický encoder se snímací hlavou [9]



Obr. 4.3 Uchycení encoderu na vřetenu



Obr. 4.4 Uchycení snímací hlavy na ozubeném věnci

Rotační kroužkový sběrač:

Rotační kroužkový sběrač slouží pro převod signálů ze statické části stroje na rotující část, nebo jiné zařízení. Pro náš případ je použit rotační kroužkový sběrač fy LTN.

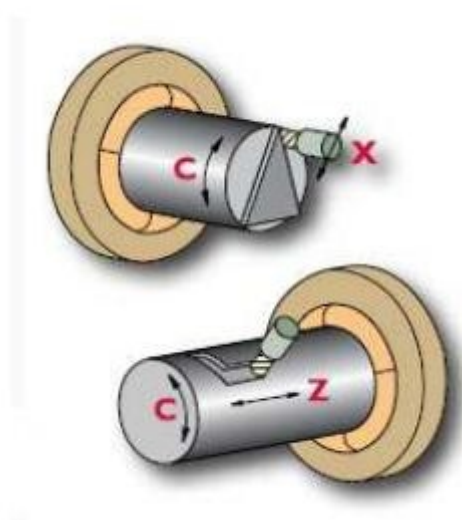


Obr. 4.5 Rotační kroužkový sběrač [10]

5. ROZBOR PŘESNOSTI POLOHOVÁNÍ

5.1 Polohování vřetena

Osu „C“ najdeme u vícevřetenového soustružnického automatu přímo na vřetenu. Polohováním vřetena se tedy myslí jeho přesné polohování, které je definované úhlem natočení vřetena. Díky tomuto polohování můžeme integrovat na stroj více obráběcích operací např. frézování, vrtání a jiné. Takový stroj pak můžeme označit za soustružnické centrum. Významným parametrem polohování vřetena je přesnost, které je závislá na přesnosti odměřování a minimálním reálném polohovacím úhlu. Velký vliv na přesnost polohování mají vůle vzniklé v jednotlivých převodech.



Obr. 5.1 Obrábění s využitím osy C [12]

5.2 Původní polohování vřetena

Přesnost polohování u původního systému je ovlivněna vůlemi vzniklými v převodovém mechanismu. Z kinematického schéma pohonu vřeten Obr. 6.10 je patrné, že dochází k zanesení chyby do snímání polohy vlivem vůlí vzniklých v řemenovém převodu a ozubených převodech. K vymezení těchto vůlí se používá pneumatické brzdy na konci vřetena. Po zabrzdění vřetena se zařadí zpětné otáčky motoru a vymezí se veškeré vůle mezi jednotlivými členy pohonu a až následně se provádí polohování vřetena. Toto vede k nárůstu neproduktivních časů při obrábění.

5.3 Porovnání původní přesnosti polohování vřetena oproti novému řešení polohování

U nově navrženého systému polohování vřeten se předpokládá zlepšení přesnosti polohování oproti původnímu systému. Toto zlepšení přesnosti polohování je dáno tím, že magnetický encoder je pevně připojen na vřetenu a přesnost polohování je tedy dána pouze přesností snímače. Další vlivy jako vůle vzniklé v mechanismech, jak tomu bylo u původního systému, tedy odpadají a v přesnosti polohování vřetena se tedy neobjeví.

U původního systému se díky zmiňovaným vůlím dosahovalo přesnosti 0,2mm a u přímého odměřování testovaného na stroji TMZ 642 se dosahovalo přesnosti až 0,001 mm, což je o dva řády lepší přesnost polohování.

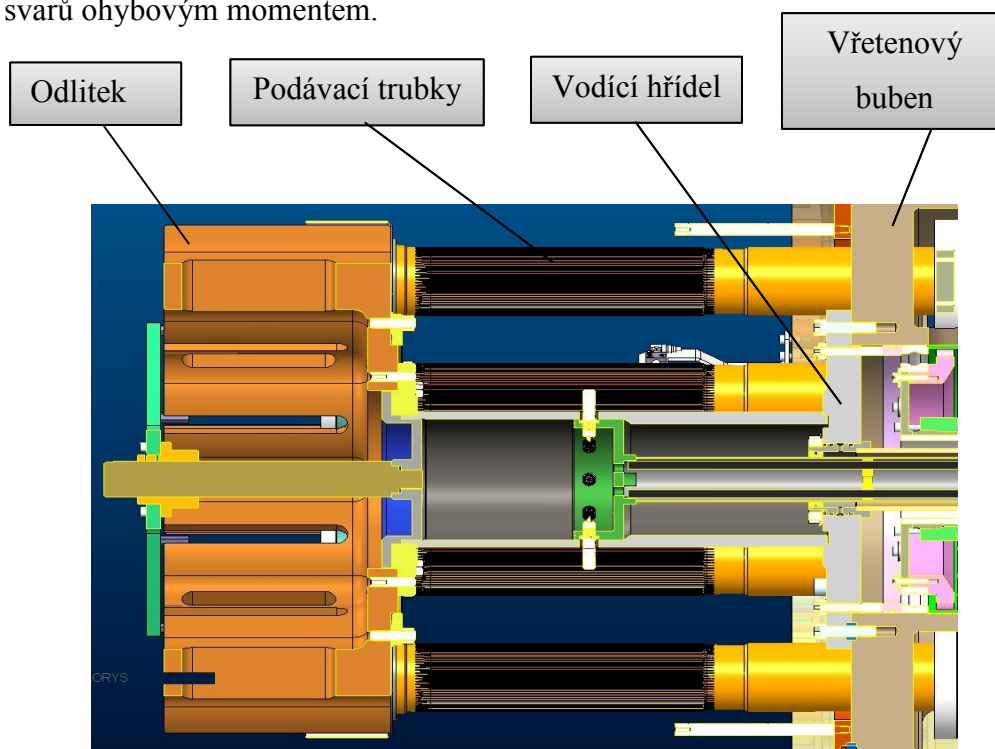
Z porovnání plyne, že nově navržený systém je oproti současnému systému velmi přesný, což umožní výrobu tvarově složitých dílců v požadované přesnosti.

6. VÝPOČTY A KONTROLA VYBRANÝCH DÍLŮ

V následující kapitole se budu zabývat kontrolními výpočty upravených dílů a bude provedena kontrola vylehčené transmise pohonu.

6.1 Kontrola svarů vodící hřídele

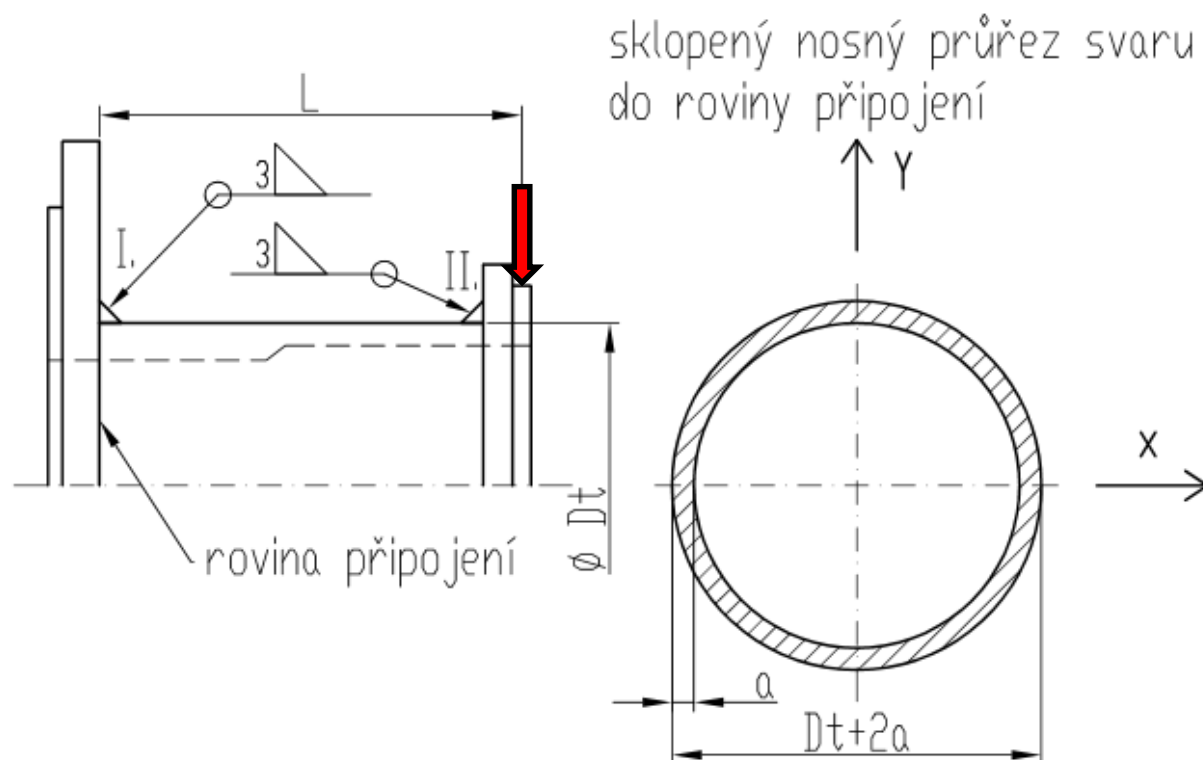
Vodící hřídel je svařenec, který je z jedné strany přišroubovaný na vřetenový buben a z druhé strany je na něm umístěn odlitek pro vedení podávacích trubek. Tento odlitek způsobuje namáhání svarů ohybovým momentem.



Obr. 6.1 Vodící hřídel [7]

Kontrola analyticky:

Dle obrázku 6.1 je patrné zatížení svarů vodící hřídele způsobené tíhou odlitku. Kontrola svarového spoje bude provedena pouze pro svar č. 1, jelikož je namáhán větším ohybovým momentem než svar č. 2. Hmotnost odlitku $m=82.5\text{kg}$.



Obr. 6.2 Schéma svařence vodící hřídele

Přehled veličin vstupujících do následujících vzorců je uveden v tabulce 6.1.

Tab. 6.1 Přehled veličin

D_t [mm]	L [mm]	a [mm]	m [kg]	g [$m \cdot s^{-2}$]	Materiál svařence
152	472	3	82,5	9,81	11 373

Určení zatěžující síly F :

$$F = m \cdot g \quad (6.1)$$

$$F = 82,5 \cdot 9,81$$

$$F = 809,3 \text{ [N]}$$

Jmenovitá napětí odpovídající jednotlivým namáháním svaru:

- OHYB

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_o}{W_{o_{sv_x}}} = \frac{F \cdot l}{\frac{J_{sv_x}}{\frac{D_t}{2} + a}} = \frac{F \cdot l}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(D_t + 2a)^4 - D_t^4]}{\frac{D_t}{2} + a}} \quad (6.2)$$

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{809,3 \cdot 472}{\frac{\pi}{64} \cdot [(152 + 2 \cdot 3)^4 - 152^4] \cdot \frac{152}{2} + 3}$$

$$\tau_{\perp}^{M_o} = 7,6 \text{ [MPa]}$$

- SMYK

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F}{S_{SV}} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_t + 2a)^2 - D_t^2]} \quad (6.3)$$

$$\tau_{\perp}^F = \frac{809,3}{\frac{\pi}{4} \cdot [(152 + 2 \cdot 3)^2 - 152^2]}$$

$$\tau_{\perp}^F = 0,56 \text{ [MPa]}$$

Výsledné napětí v horním vlákně svaru:

Toto výsledné napětí v horním, nejvíce namáhaném vlákně musí vyhovovat pevnostní podmínce dle vzorce 6.4.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_o}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^F}{k_3}\right)^2} \leq \beta \cdot \sigma_{D_t} = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.4)$$

kde:

β Součinitel tloušťky koutového svaru [-]

k_s Součinitel statické bezpečnosti [-]

k_3 Převodní součinitel koutových svarů [-]

R_e Mez kluzu [MPa]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{7,6}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,56}{0,75}\right)^2} \quad (6.5)$$

$$\sigma_{red} = 10,2 \text{ [MPa]}$$

Součinitel $k_3=0,75$ určeno dle [11]

$$\sigma_{DOV} = \beta \cdot \sigma_{D_t} = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (6.6)$$

$$\sigma_{DOV} = 1,21 \cdot \frac{186}{3}$$

$$\sigma_{DOV} = 75,2 \text{ [MPa]}$$

Součinitel $\beta=1,21$ dle vzorce 6.7, mez kluzu $R_e=186$ MPa, dle [1], $k_s \geq$

1,5 dle [2] voleno $k_s=3$.

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t \quad (6.7)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 3$$

$$\beta = 1,21$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{DOV} \quad (6.8)$$

$$10,2 < 75,2 [MPa] \dots \dots \sigma_{red} < \sigma_{DOV}$$

Závěr:

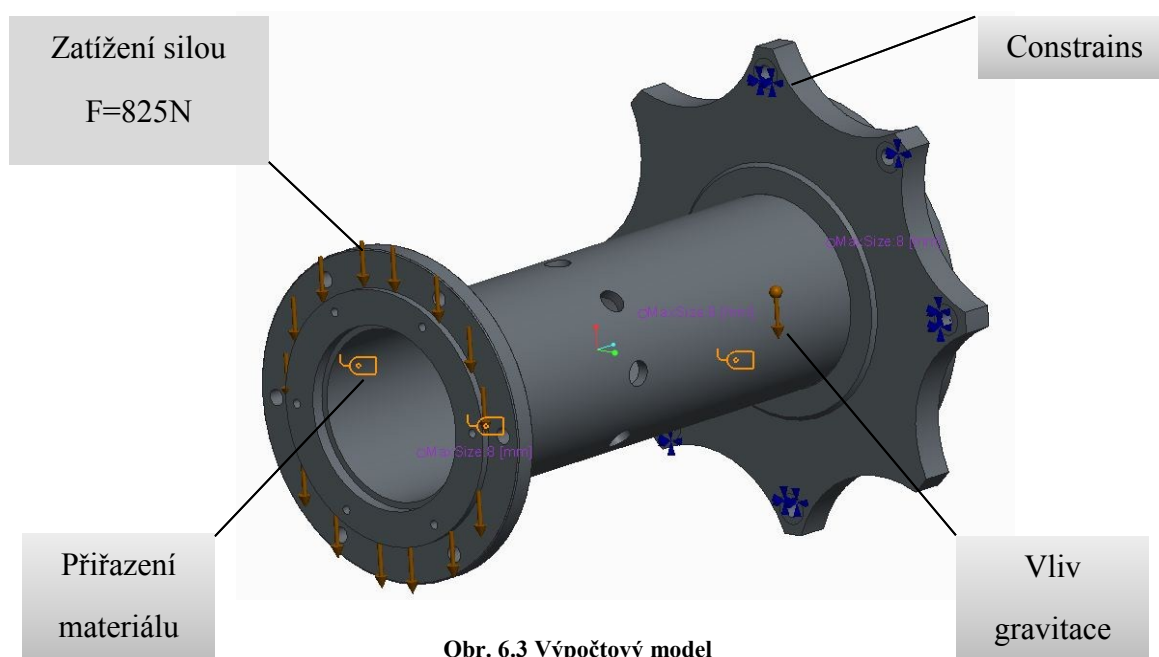
Pevnostní podmínka je splněna, tudíž svarový spoj vyhovuje.

Kontrola svaru pomocí MKP:

Pevnostní kontrolu svaru metodou MKP použiji z důvodu ověření správnosti analytického řešení. Pevnostní analýza je provedena v programu PTC Creo.

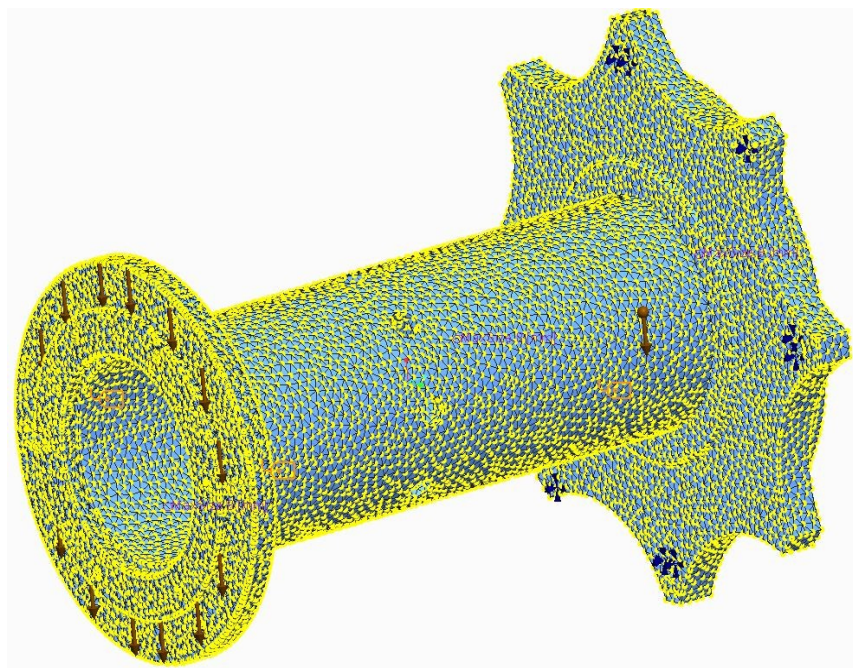
- **Definice výpočtového modelu**

Na obrázku 6.3 je vidět nadefinování okrajových podmínek pro pevnostní výpočet. 3D modelu vodící hřídele byl přiřazen materiál, jemné síťování modelu, příslušné constraints a displacements.



Obr. 6.3 Výpočtový model

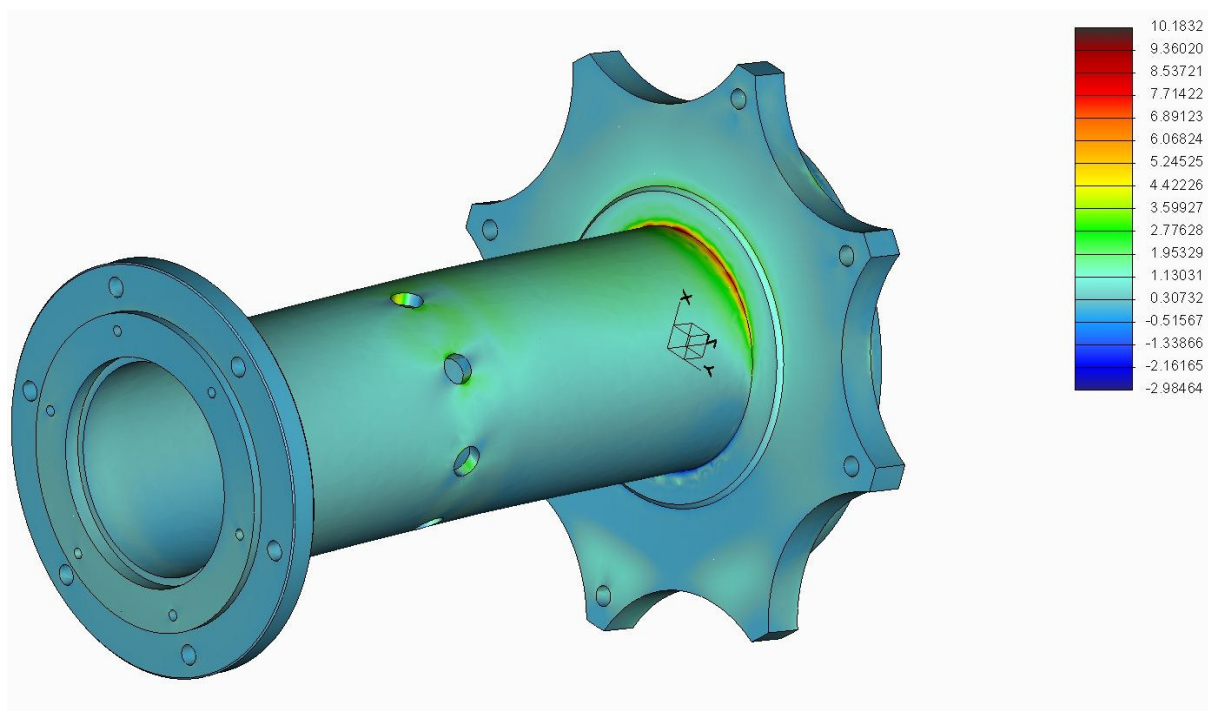
Pro constraints jsem vytvořil plošné regiony, které simulují plochu pod hlavou šroubu, respektive plochu podložky. Díky tomuto regionu je možné určit otláčení podložky do příruby hřídele.



Obr. 6.4 Sít'ování modelu vodící hřídel

- **Výsledky analýzy:**

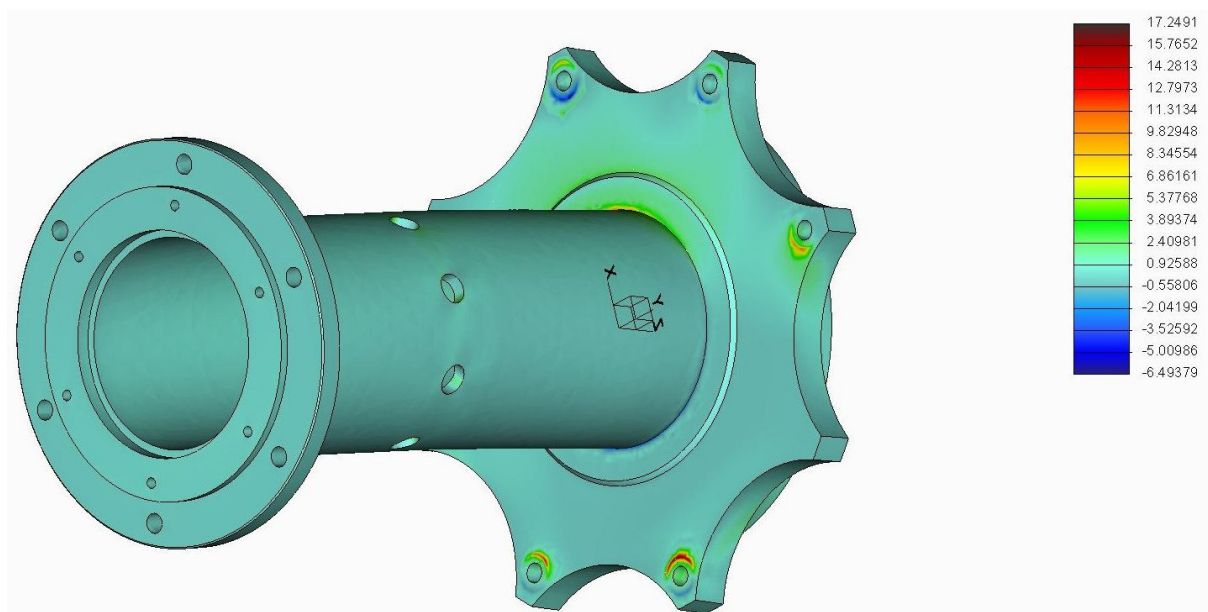
- **Maximální napětí ve svaru:**



Obr. 6.5 Napětí ve svaru

Výsledné maximální napětí ve svaru je cca 10MPa.

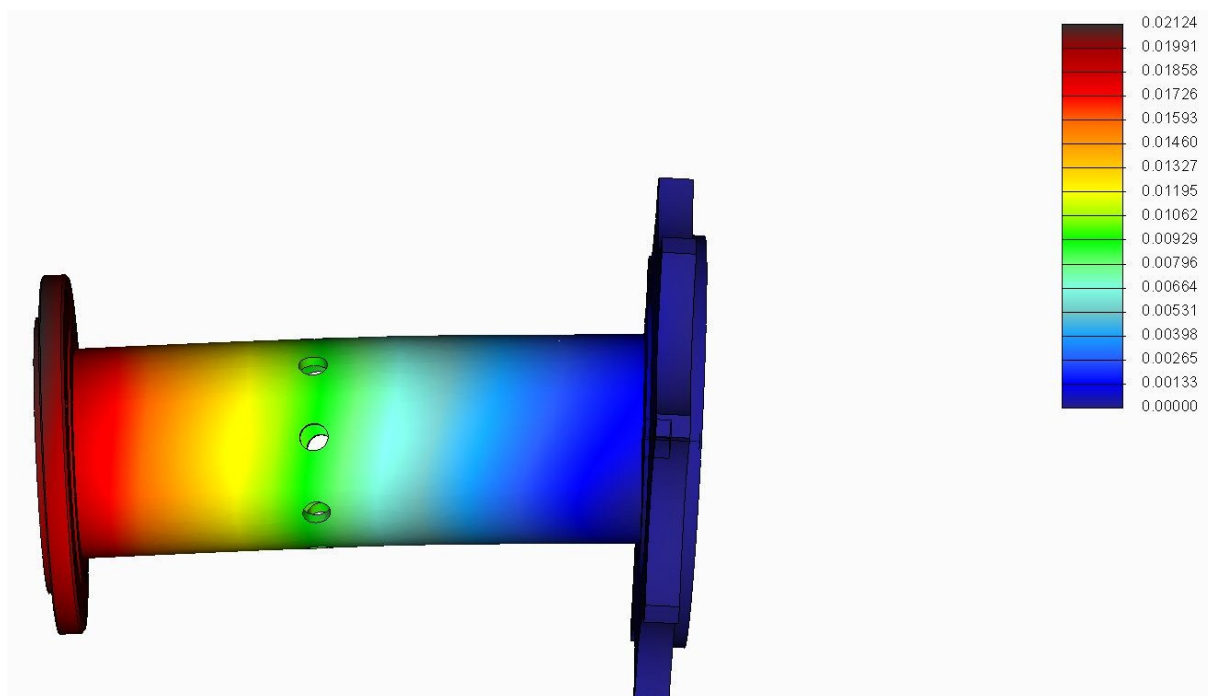
- **Otlačení mezi přírubou a podložkou:**



Obr. 6.6 Otlačení

Maximální otlačení v místě styku podložky a příruby je 17 MPa.

Deformace vodící hřídele:



Obr. 6.7 Deformace hřídele

K největší deformaci (průhybu) dojde v místě působení síly tj. na přední přírubě. Maximum této deformace je $y=0,02\text{mm}$.

Porovnání výsledků metody ANALYTICKÉ a MKP

Přehled výsledků obou metod je shrnut v tabulce 6.2.

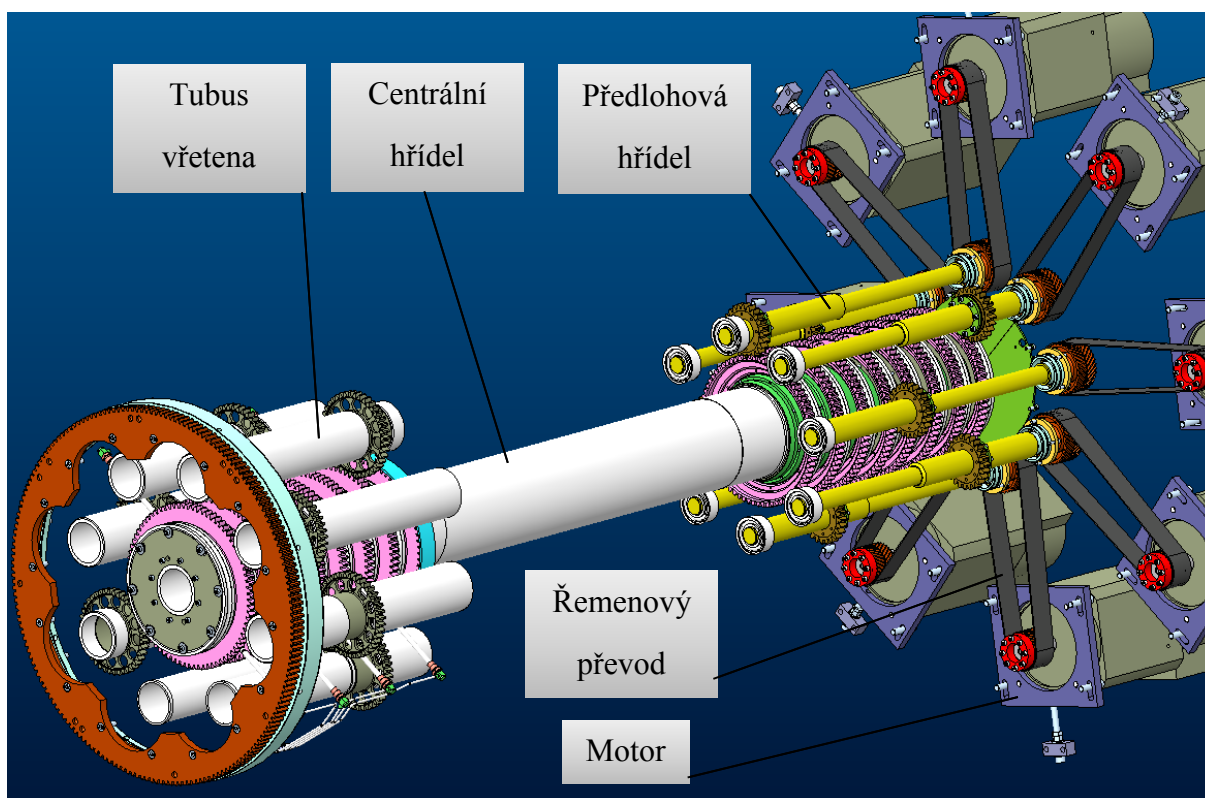
Tab. 6.2 Porovnání výsledků

ZJIŠŤOVANÁ VELIČINA	METODA VÝPOČTU	
	ANALYTICKY	MKP
Max. napětí [MPa]	10,2	10
Max. deformace [mm]	-	0,02
Otlačení [MPa]	-	17

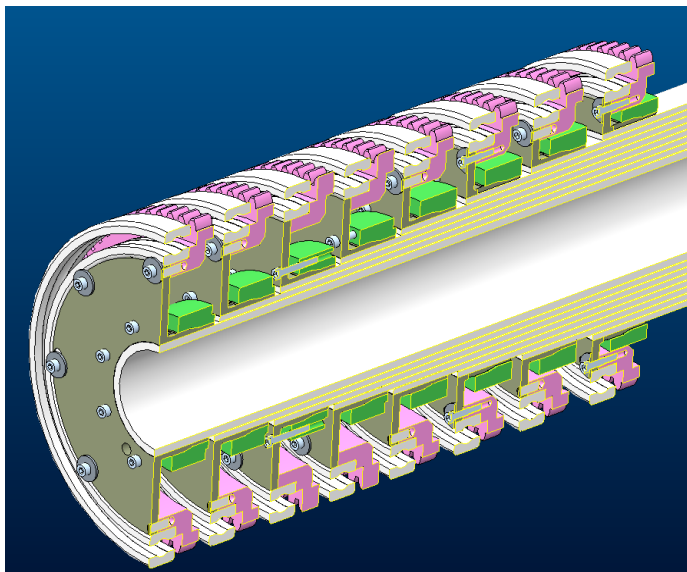
Porovnáním obou maximálních napětí lze konstatovat, že svarový spoj z hlediska pevnosti vyhovuje a při analytickém výpočtu bylo postupováno správně.

6.2 Kontrola vylehčené transmise pohonu vřeten

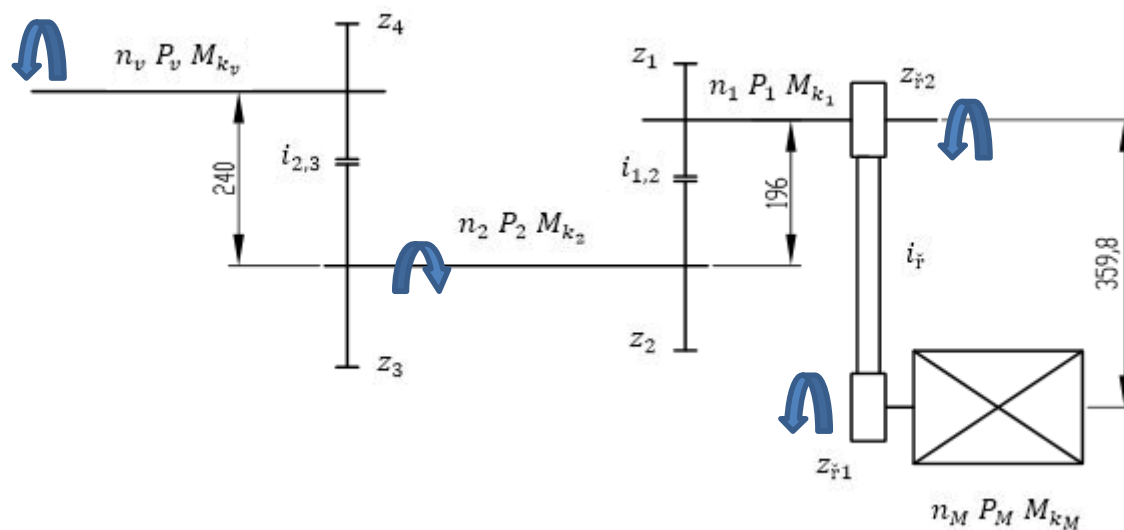
Na Obr. 6.8 je vidět koaxiální způsob náhonu vřeten pomocí osmi centrálních hřídelí. Tyto hřídele mají různé délky a různé průměry a jejich uspořádání je vidět na Obr. 6.9.



Obr. 6.8 Princip pohonu vřeten



Obr. 6.9 Soustava centrálních hřidel s náboji



Obr. 6.10 Kinematické schéma pohonu vřeten

6.2.1 Výpočet otáček, krouticích momentů a tok výkonů

V tabulce 6.3 je uveden přehled známých veličin vstupujících do výpočtu.

Tab. 6.3 Přehled veličin

$z_1[-]$	$z_2[-]$	$z_3[-]$	$z_4[-]$	$z_{f1}[-]$	$z_{f2}[-]$	$n_M[min^{-1}]$	$P_M[kW]$	$M_{k_M}[Nm]$
24	72	80	40	30	40	9000	7	33,4

Stanovení převodových poměrů a otáček:

$$i_{\dot{\gamma}} = \frac{z_{\dot{\gamma}2}}{z_{\dot{\gamma}1}} \quad (6.10)$$

$$i_{\dot{\gamma}} = \frac{40}{30} = \frac{4}{3} [-]$$

$$n_1 = \frac{n_M}{i_{\dot{\gamma}}} \quad (6.11)$$

$$n_1 = \frac{9000}{\frac{4}{3}} = 6750 [min^{-1}]$$

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.12)$$

$$i_{1,2} = \frac{72}{24} = 3 [-]$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} \quad (6.13)$$

$$n_2 = \frac{6750}{3} = 2250 [min^{-1}]$$

$$i_{2,3} = \frac{z_4}{z_3} \quad (6.14)$$

$$i_{2,3} = \frac{40}{80} = \frac{1}{2} [-]$$

$$i_c = i_{\dot{\gamma}} \cdot i_{1,2} \cdot i_{2,3} \quad (6.15)$$

$$i_c = \frac{4}{3} \cdot 3 \cdot \frac{1}{2} = 2 [-]$$

$$n_v = \frac{n_M}{i_c} \quad (6.16)$$

$$n_v = \frac{9000}{2} = 4500 [min^{-1}]$$

Stanovení krouticích momentů a tok výkonů:

Tab. 6.4 Přehled účinností

$\eta_{\dot{\gamma}}$	0,99
η_L	0,99
η_{oz}	0,985

Při stanovení krouticích momentů a výkonů je potřeba brát v úvahu jednotlivé účinnosti převodů. Účinností se posuzuje technická dokonalost strojů a ztráty v převodu. Účinnosti v tabulce 6.4 jsem odhadl dle vlastních zkušeností a poznatků.

Krouticí momenty:

$$M_{k_1} = M_{k_M} \cdot i_{\check{r}} \cdot \eta_{\check{r}} \quad (6.17)$$

$$M_{k_1} = 33,4 \cdot \frac{4}{3} \cdot 0,99$$

$$M_{k_1} = 44,08 [Nm]$$

$$M_{k_2} = M_{k_1} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_L \cdot \eta_{oz} \quad (6.18)$$

$$M_{k_2} = 44,08 \cdot 3 \cdot 0,99 \cdot 0,985$$

$$M_{k_2} = 130,2 [Nm]$$

$$M_v = M_{k_2} \cdot i_{2,3} \cdot \eta_L \cdot \eta_{oz} \quad (6.19)$$

$$M_v = 130,2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,99 \cdot 0,985$$

$$M_v = 64,5 [Nm]$$

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_L^3 \cdot \eta_{oz}^2 \cdot \eta_{\check{r}} \quad (6.20)$$

$$\eta_c = 0,99^3 \cdot 0,985^2 \cdot 0,99$$

$$\eta_c = 0,946$$

Výkon na vřetenu:

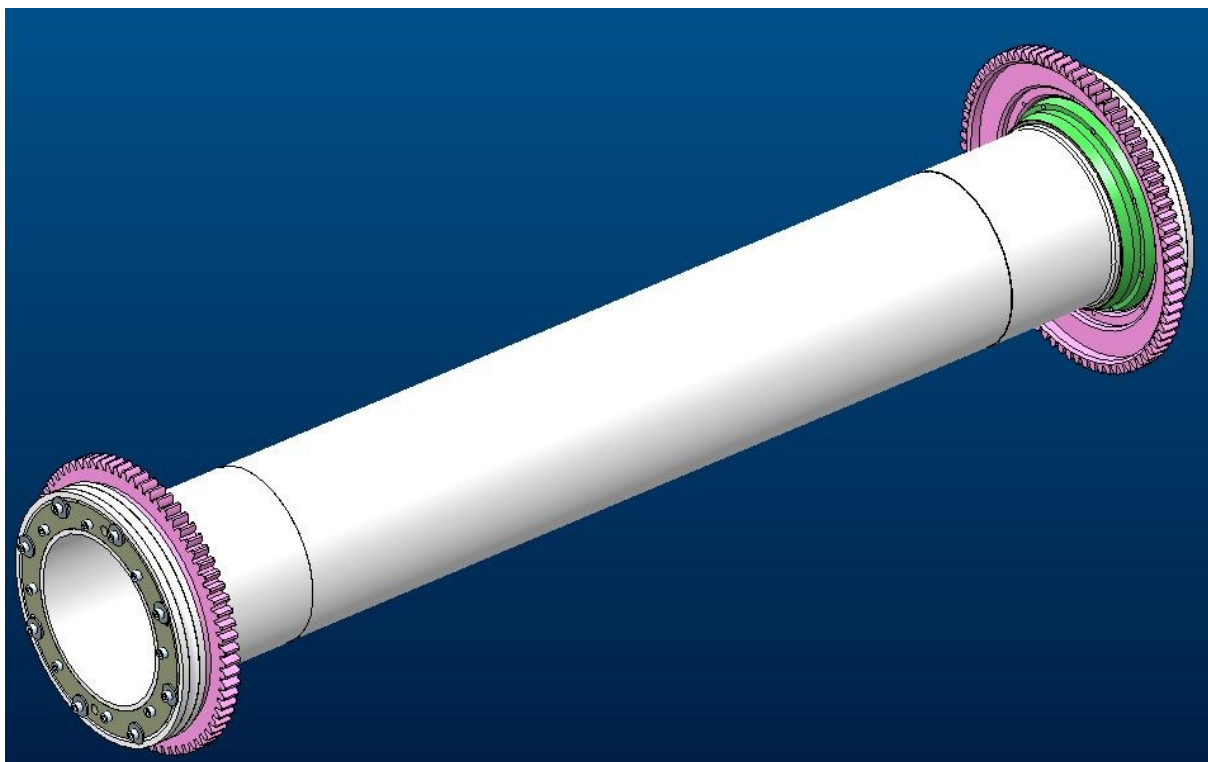
$$P_v = P_M \cdot \eta_c \quad (6.21)$$

$$P_v = 7000 \cdot 0,946$$

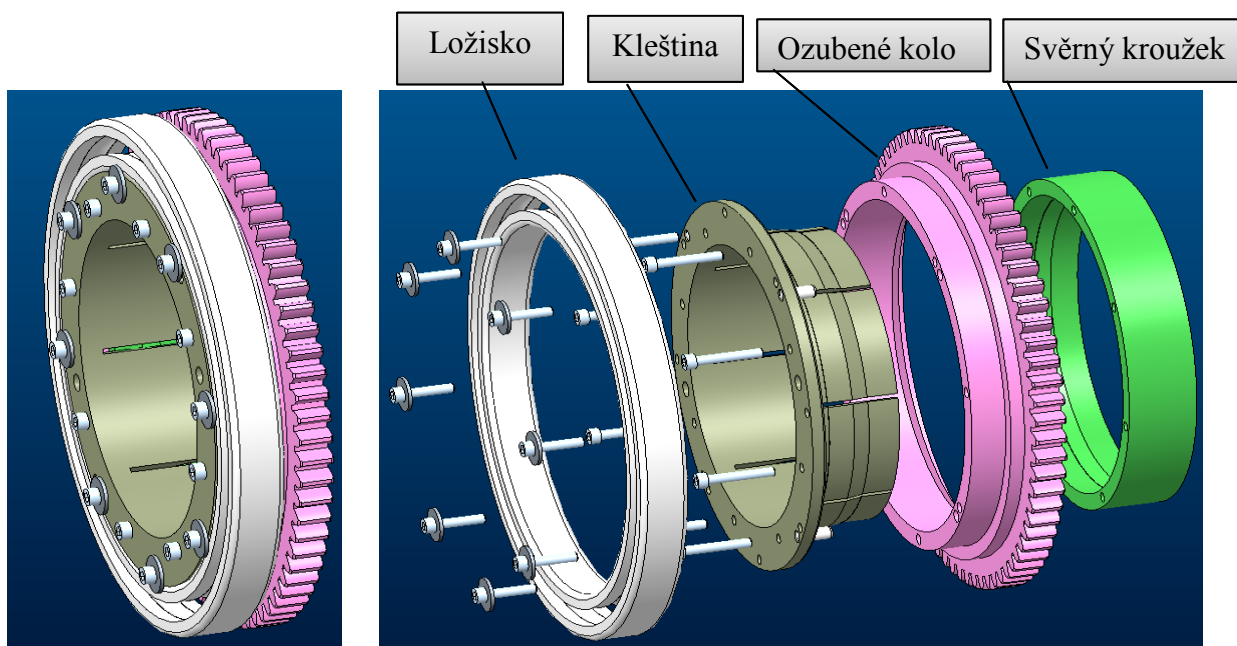
$$P_v = 6623 [W]$$

6.2.2 Pevnostní kontrola centrálních hřídelí

Na obou koncích centrální hřídele je uložen náboj nesoucí ozubené kolo. Tento náboj je k hřídeli spojen pomocí svěrného spojení.

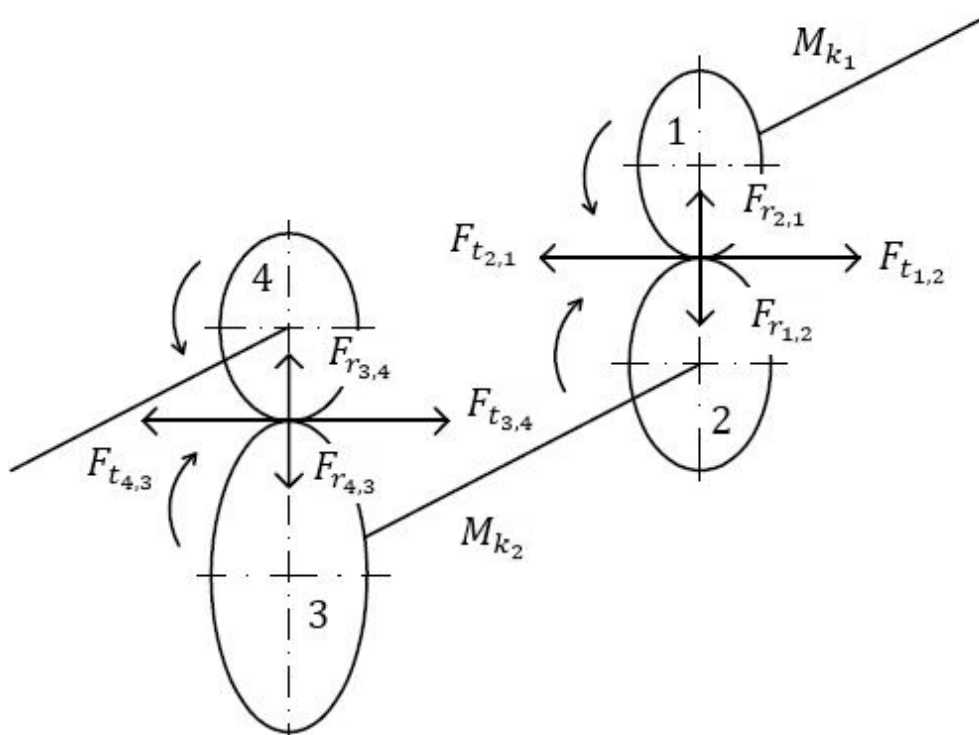


Obr. 6.11 Centrální hřídel s náboji



Obr. 6.12 Složený náboj

Obr. 6.13 Náboj -rozpad

Rozbor sil v ozubení:

Obr. 6.14 Schéma sil v ozubení

Průměry roztečných kružnic kol 1 a 3:

Počty zubů z_1 a z_3 dle tab. 6.3 a modul $m=4\text{mm}$ pro obě soukolí.

$$d_1 = z_1 \cdot m = 24 \cdot 4 = \mathbf{96\text{mm}} \quad (6.22)$$

$$d_3 = z_3 \cdot m = 80 \cdot 4 = \mathbf{320\text{mm}} \quad (6.23)$$

Obvodové síly:

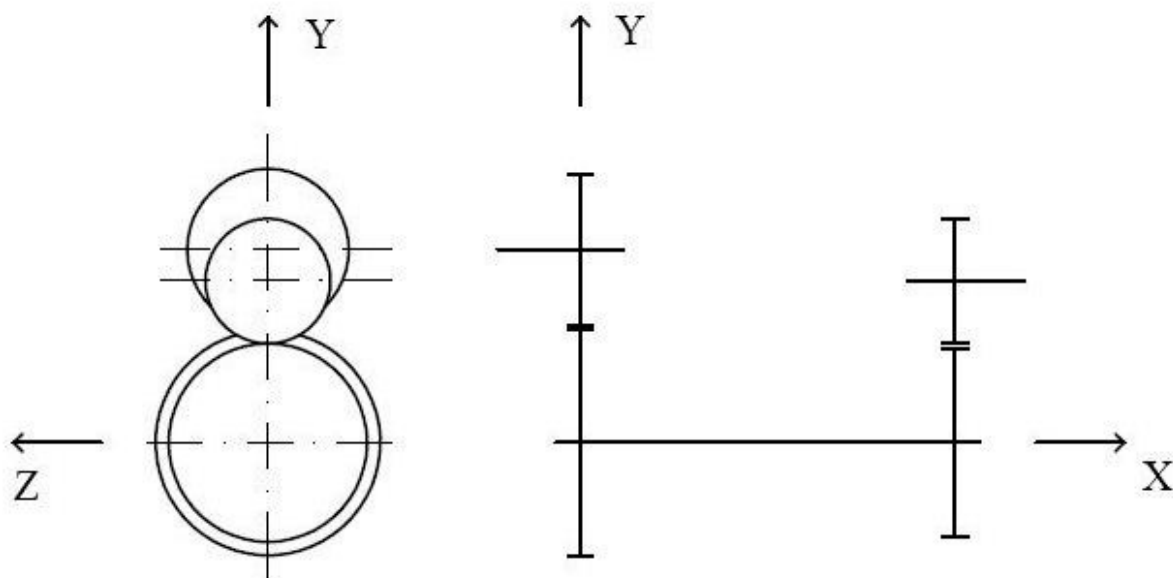
$$F_{t1,2} = F_{t2,1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 44,08 \cdot 10^3}{96} = \mathbf{918,3 \text{ [N]}} \quad (6.24)$$

$$F_{t3,4} = F_{t4,3} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 130,2 \cdot 10^3}{320} = \mathbf{831,2 \text{ [N]}} \quad (6.25)$$

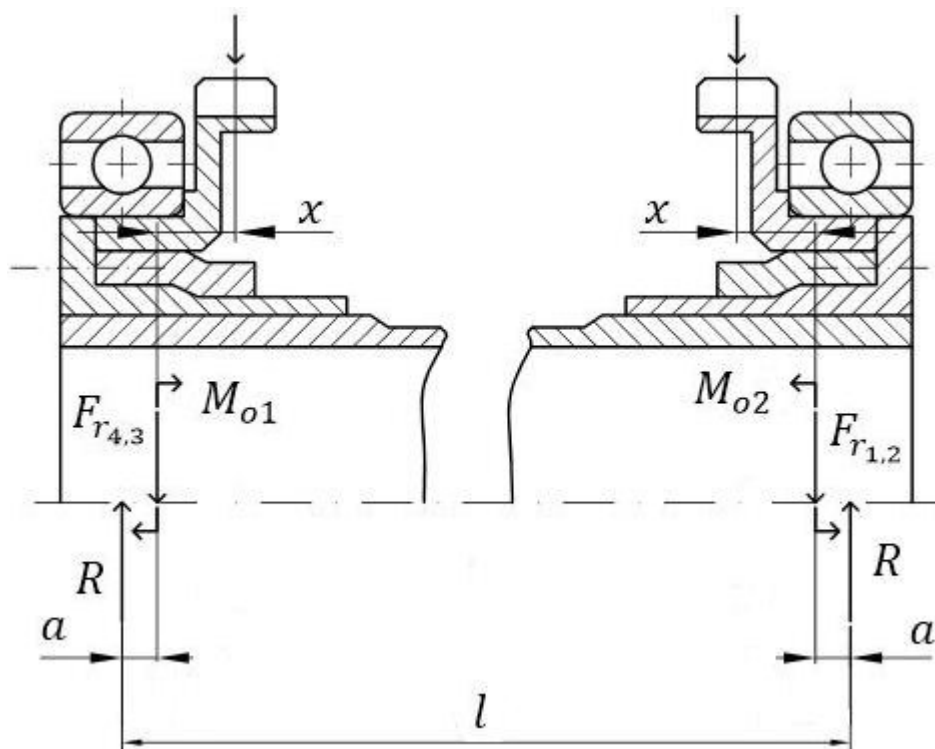
Radiální síly:

$$F_{r1,2} = F_{r2,1} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_N = 918,3 \cdot \tan 20 = \mathbf{334,3 \text{ [N]}} \quad (6.26)$$

$$F_{r3,4} = F_{r4,3} = F_{t3,4} \cdot \tan \alpha_N = 831,2 \cdot \tan 20 = \mathbf{302,5 \text{ [N]}} \quad (6.27)$$

Schéma značení rovin:

Obr. 6.15 Značení rovin

Výpočtový model:

Obr. 6.16 Výpočtový model

Přídavný ohybový moment:

Hřídel je zatěžována přídavný ohybovým momentem M_{o1} a M_{o2} od radiálních sil $F_{r4,3}$ a $F_{r1,2}$.

$$M_{o1} = F_{r4,3} \cdot x = 302,5 \cdot 18 = \mathbf{5445 \text{ [Nmm]}} \quad (6.28)$$

$$M_{o2} = F_{r1,2} \cdot x = 334,3 \cdot 18 = \mathbf{6018 \text{ [Nmm]}} \quad (6.29)$$

Tab. 6.5 Přehled údajů jednotlivých hřídelí

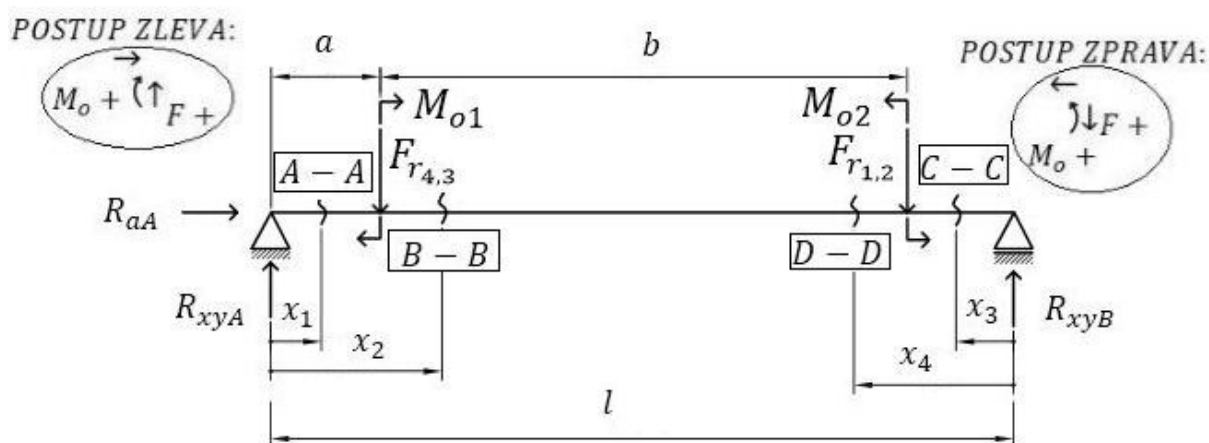
Hřídel č.	l [mm]	a [mm]	b [mm]	M_{o1} [Nm]	M_{o2} [Nm]	M_{oMAX} [Nm]	y_{MAX} [mm]	$vrub$ [–]
1	1189	13	1163	5,4	6,02	29,2	0,05	ANO
2	1345	13	1319	5,4	6,02	32,7	0,08	ANO
3	1487	13	1461	5,4	6,02	35,2	0,014	ANO
4	1629	13	1603	5,4	6,02	47,2	0,02	ANO
5	1761	13	1735	5,4	6,02	61,6	0,02	ANO
6	1893	13	1867	5,4	6,02	77	0,04	NE
7	2025	13	1999	5,4	6,02	80,1	0,06	NE
8	2162	13	2136	5,4	6,02	110,8	0,14	NE

V tabulce 6.5 jsem uvedl délkové rozměry jednotlivých hřídelí, přídavné ohybové momenty a pomocí programu Mitcalc jsem určil maximální ohybový moment jednotlivých hřídelí a maximální průhyb. V tabulce je dále uvedeno, zda je na hřídeli vrub nebo nikoliv. Z tabulky plyne, že nejvíce namáhaná je hřídel č. 8. Jelikož tato hřídel není nijak osazená a neobsahuje vruby provedu kontrolní výpočet pro hřídel č. 3, která vruby obsahuje.

PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE č. 3

- **ROVINA X-Y:**

Na hřídel v rovině X-Y působí radiální síly od ozubených kol a také přídavné ohybové momenty.



Obr. 6.17 Výpočtový model rovina X-Y



Obr. 6.18 Znaménková konvexe

Výpočet reakcí:

$$\sum M_{i_B} = 0 \quad (6.30)$$

$$-R_{xyA} \cdot l + F_{r_{4,3}} \cdot (l - a) + F_{r_{1,2}} \cdot a - M_{o1} + M_{o2} = 0 \quad (6.31)$$

$$R_{xyA} = \frac{F_{r_{4,3}} \cdot (l - a) + F_{r_{1,2}} \cdot (l - (a + b)) - M_{o1} + M_{o2}}{l}$$

$$R_{xyA} = \frac{302,5 \cdot (1487 - 13) + 334,3 \cdot (1487 - (13 + 1461)) - 5445 + 6018}{1487}$$

$$R_{xyA} = 303,1 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{i_A} = 0 \quad (6.32)$$

$$R_{xyB} \cdot l - F_{r_{1,2}} \cdot (a + b) - F_{r_{4,3}} \cdot a + M_{o2} - M_{o1} = 0 \quad (6.33)$$

$$R_{xyB} = \frac{F_{r_{1,2}} \cdot (a + b) + F_{r_{4,3}} \cdot a - M_{o2} + M_{o1}}{l}$$

$$R_{xyB} = \frac{334,3 \cdot (13 + 1461) + 302,5 \cdot 13 - 6018 + 5445}{1487}$$

$$R_{xyB} = 333,6 \text{ [N]}$$

$$\sum F = 0 \quad (6.34)$$

$$R_{xyA} - F_{r_{4,3}} - F_{r_{1,2}} + R_{xyB} = 0 \quad (6.35)$$

$$303,1 - 302,5 - 334,3 + 333,6 = 0 \text{ [N]}$$

$$R_{aA} = 0 \text{ [N]}$$

Stanovení průběhu ohybových momentů, krouticích momentů a posouvajících sil

v řezech A-A až D-D:

• A-A

Mo:

$$M_{o_{xy}x_1} = R_{xyA} \cdot x_1 \quad (6.36)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow 0 \text{ [Nmm]}$$

$$x_1 = a \rightarrow 303,1 \cdot 13 = 3940,3 \text{ [Nmm]}$$

Mk:

$$M_{k_{xy}x_1} = 0 \text{ [Nm]} \quad (6.37)$$

T:

$$F_{xyx_1} = R_{xyA} = 303,1 \text{ [N]} \quad (6.38)$$

• B-B

Mo:

$$M_{o_{xy}x_2} = R_{xyA} \cdot x_2 - F_{r_{4,3}} \cdot (x_2 - a) + M_{o_1} \quad (6.39)$$

$$x_2 = a \rightarrow 303,1 \cdot 13 - 0 + 5445 = 9385,3 \text{ [Nmm]}$$

$$x_2 = (a + b) \rightarrow 303,1 \cdot (13 + 1461) - 302,5 \cdot ((13 + 1461) - 13) + 5445 = 10261,9 \text{ [Nmm]} \quad (6.40)$$

Mk:

$$M_{k_{xy}x_2} = 130,2 \text{ [Nm]} \quad (6.41)$$

T:

$$F_{xyx_2} = R_{xyA} - F_{r_{4,3}} = 303,1 - 302,5 = 0,6 \text{ [N]} \quad (6.42)$$

• C-C

Mo:

$$M_{o_{xy}x_3} = R_{xyB} \cdot x_3 \quad (6.43)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow 0 \text{ [Nmm]}$$

$$x_3 = (l - (a + b)) \rightarrow 333,6 \cdot (1487 - (13 + 1461)) = 4336,8 \text{ [Nmm]}$$

M_k:

$$M_{k_{xy},x3} = 0 \text{ [Nm]} \quad (6.44)$$

T:

$$F_{xyx3} = -R_{xyB} = -333,6 \text{ [N]} \quad (6.45)$$

• **D-D**

M_o:

$$M_{o_{xy},x4} = R_{xyB} \cdot x_4 - F_{r1,2} \cdot [x_4 - (l - (a + b))] + M_{o2} \quad (6.46)$$

$$x_4 = (l - (a + b)) \rightarrow 333,6 \cdot 13 - 0 + 6018 = 10354,8 \text{ [Nmm]} \quad (6.48)$$

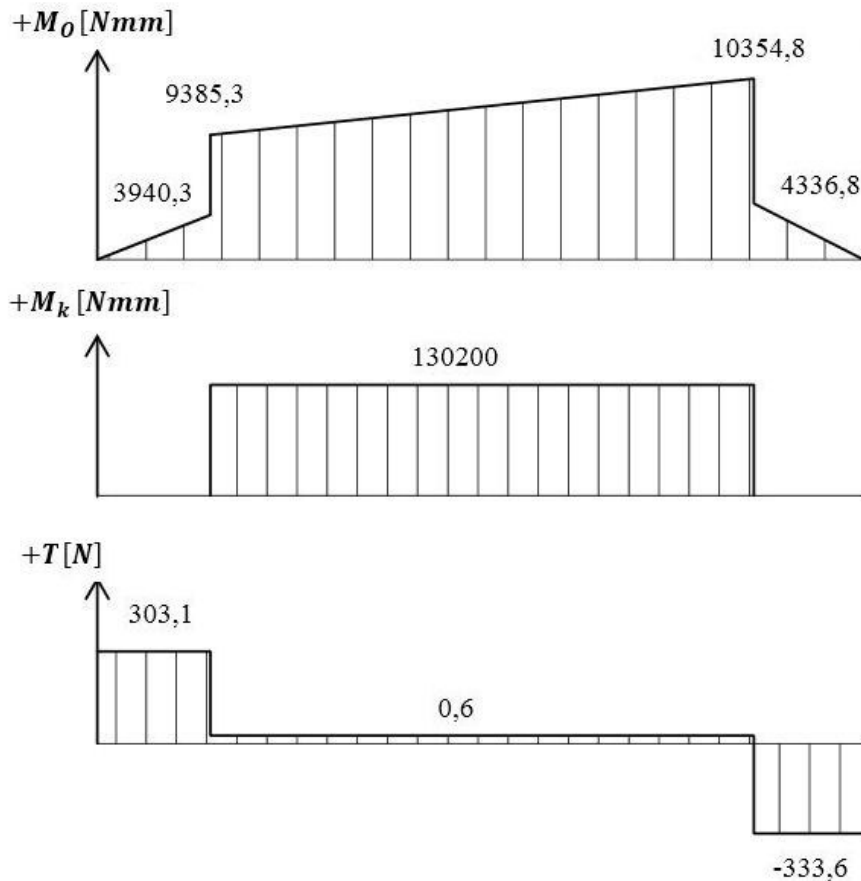
$$x_4 = (l - a) \rightarrow 333,6 \cdot 1474 - 334,3 \cdot 1461 + 6018 = 9332 \text{ [Nmm]} \quad (6.49)$$

M_k:

$$M_{k_{xy},x4} = 130,2 \text{ [Nm]} \quad (6.50)$$

T:

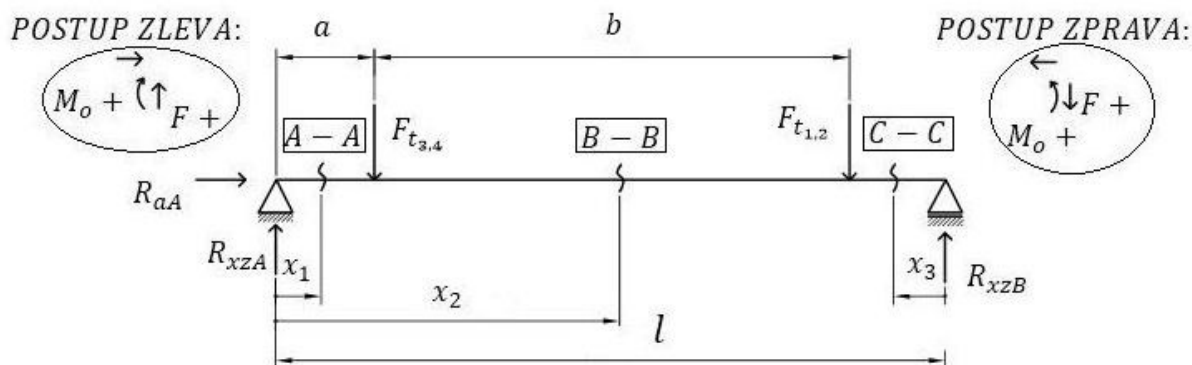
$$F_{xyx4} = -R_{xyB} + F_{r1,2} = -333,6 + 334,3 = 0,7 \text{ [N]} \quad (6.51)$$



Obr. 6.19 Průběh ohybových momentů, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině X-Y

- **ROVINA X-Z:**

Hřídel je v rovině X-Z zatěžován obvodovými silami od ozubených kol 2 a 3.



Obr. 6.19 Výpočtový model rovina X-Z



Obr. 6.20 Znaménková konvexe

Výpočet reakcí:

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (6.52)$$

$$-R_{xA} \cdot l + F_{t_{3,4}} \cdot (l - a) + F_{t_{1,2}} \cdot (l - (a + b)) = 0 \quad (6.53)$$

$$R_{xA} = \frac{F_{t_{3,4}} \cdot (l - a) + F_{t_{1,2}} \cdot (l - (a + b))}{l}$$

$$R_{xA} = \frac{831,2 \cdot (1487 - 13) + 918,3 \cdot (1487 - (13 + 1461))}{1487}$$

$$R_{xA} = \mathbf{831,9 \text{ [N]}}$$

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (6.54)$$

$$R_{xB} \cdot l - F_{t_{1,2}} \cdot (a + b) - F_{t_{3,4}} \cdot a = 0 \quad (6.55)$$

$$R_{xB} = \frac{F_{t_{1,2}} \cdot (a + b) + F_{t_{3,4}} \cdot a}{l}$$

$$R_{xB} = \frac{918,3 \cdot (13 + 1461) + 831,2 \cdot 13}{1487}$$

$$R_{xB} = \mathbf{917,5 \text{ [N]}}$$

$$\sum F = 0 \quad (6.56)$$

$$R_{xZA} - F_{t_{3,4}} - F_{t_{1,2}} + R_{xZB} = 0 \quad (6.57)$$

$$831,9 - 831,2 - 918,3 + 917,5 = 0 \text{ [N]}$$

$$R_{aA} = 0 \text{ [N]}$$

Stanovení průběhu ohybových momentů, krouticích momentů a posouvajících sil v řezech A-A, B-B, C-C:

• **A-A**

Mo:

$$M_{O_{xz}x_1} = R_{xZA} \cdot x_1 \quad (6.58)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow 0 \text{ [Nmm]}$$

$$x_1 = a \rightarrow 831,9 \cdot 13 = 10814,7 \text{ [Nmm]}$$

Mk:

$$M_{k_{xz}x_1} = 0 \text{ [Nm]} \quad (6.59)$$

T:

$$F_{xzx_1} = R_{xZA} = 831,9 \text{ [N]} \quad (6.60)$$

• **B-B**

Mo:

$$M_{O_{xz}x_2} = R_{xZA} \cdot x_2 - F_{t_{3,4}} \cdot (x_2 - a) \quad (6.61)$$

$$x_2 = a \rightarrow 10814,7 \text{ [Nmm]} \quad (6.62)$$

$$x_2 = (a + b) \rightarrow 831,9 \cdot (13 + 1461) - 831,2 \cdot [(13 + 11461) - 13] = 11837,4 \text{ [Nmm]} \quad (6.63)$$

Mk:

$$M_{k_{xz}x_2} = 130,2 \text{ [Nm]} \quad (6.64)$$

T:

$$F_{xzx_2} = R_{xZA} - F_{t_{3,4}} = 831,9 - 831,2 = 0,7 \text{ [N]} \quad (6.65)$$

• **C-C**

Mo:

$$M_{O_{xz}x3} = R_{xzB} \cdot x_3 \quad (6.66)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow \mathbf{0} \text{ [Nmm]} \quad (6.67)$$

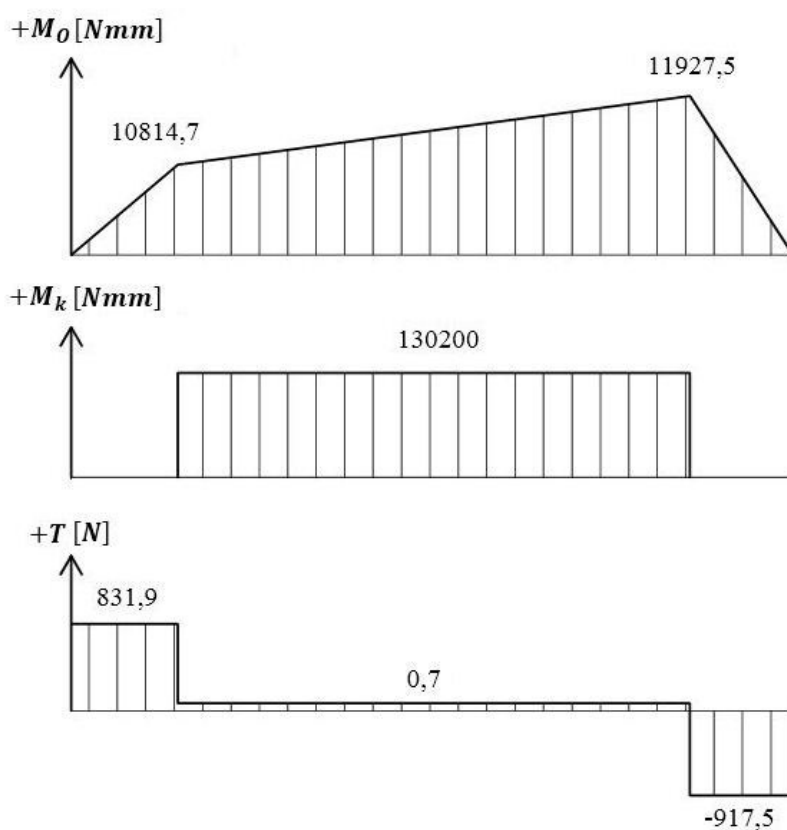
$$x_3 = a \rightarrow 917,5 \cdot 13 = \mathbf{11927,5} \text{ [Nmm]}$$

M_k:

$$M_{k_{xz}x3} = \mathbf{0} \text{ [Nm]} \quad (6.68)$$

T:

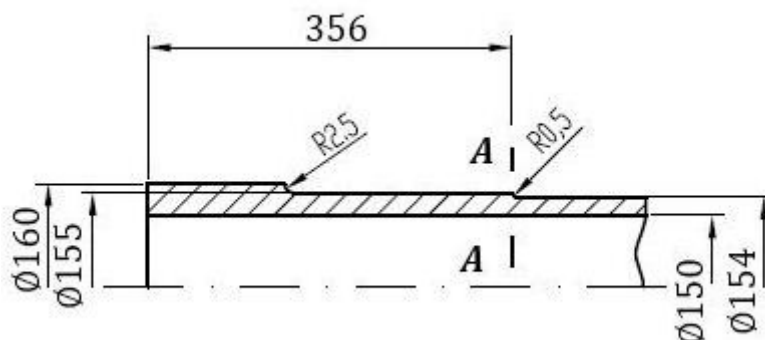
$$F_{xzx3} = -R_{xzB} = \mathbf{-917,5} \text{ [N]} \quad (6.69)$$



Obr. 2.20 Průběh ohybových momentů, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině X-Z

BEZPEČNOST HŘÍDELE č. 3:

V důsledku vylehčení transmise pohonu došlo k úpravě hřídelí, na kterých vznikly vruby. Pro výpočet bezpečnosti hřídelí jsem zvolil jako ukázkový postup výpočtu hřídel číslo 3.



Obr. 6.21 Nebezpečné místo hřídele č. 3

Pro kritické místo A-A platí rovnice 6.39 pro M_o v rovině X-Y v řezu B-B.

$$M_{o_{xy}x_2} = R_{xyA} \cdot x_2 - F_{r_{4,3}} \cdot (x_2 - a) + M_{o1} \quad (6.70)$$

$$x_2 = 356$$

$$M_{o_{xy}x_2(A-A)} = 303,1 \cdot 356 - 302,5 \cdot (356 - 13) + 5445$$

$$M_{o_{xy}x_2(A-A)} = \mathbf{9591,5 [Nmm]}$$

Rovnice M_o v rovině X-Z:

$$M_{o_{xz}x_2} = R_{xzA} \cdot x_2 - F_{t_{3,4}} \cdot (x_2 - a) \quad (6.71)$$

$$x_2 = 356$$

$$M_{o_{xz}x_2(A-A)} = 831,9 \cdot 356 - 831,2 \cdot (356 - 13)$$

$$M_{o_{xz}x_2(A-A)} = \mathbf{11055 [Nmm]}$$

Výsledný ohybový moment v místě A-A:

$$M_{o(A-A)} = \sqrt{(k_A \cdot M_{o_{xy}x_2(A-A)})^2 + (k_A \cdot M_{o_{xz}x_2(A-A)})^2} \quad (6.72)$$

$$M_{o(A-A)} = \sqrt{(1,5 \cdot 9591,5)^2 + (1,5 \cdot 11055)^2}$$

$$M_{o(A-A)} = \mathbf{21954 [Nmm]}$$

Výsledný krouticí moment v místě A-A:

$$M_{k_{xy}x_2} = M_{k_{xz}x_2} = \mathbf{130,2 [Nm]} \quad (6.73)$$

$$M_{k(A-A)} = M_{k_{xy}(x_2)} \cdot 1,5 = 130,2 \cdot 1,5$$

$$M_{k(A-A)} = \mathbf{195,3 [Nm]}$$

• STATICKÁ KONTROLA HŘÍDELE

Ohybové napětí v průřezu A-A:

$$\sigma_{soA-A} = \frac{M_{o(A-A)}}{W_o} \cdot \alpha_{\sigma AA} = \frac{M_{o(A-A)}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} \cdot \alpha_{\sigma AA} = \frac{21954}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{154^4 - 150^4}{154}} \cdot 2,8 \quad (6.74)$$

$$\sigma_{soA-A} = \mathbf{1,8 [MPa]}$$

kde:

$\alpha_{\sigma AA}$ součinitel vrubu (koncentrace napětí) pro ohyb dle [3], str.

$$1115, \text{ obr. A-15-9 pro } \frac{r}{d} = \frac{0,5}{150} = 0,003 \text{ a } \frac{D}{d} = \frac{154}{150} = 1,02$$

Smykové napětí v průřezu A-A:

$$\tau_{sA-A} = \frac{M_{k(A-A)}}{W_k} \cdot \alpha_{\tau AA} = \frac{M_{k(A-A)}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} \cdot \alpha_{\tau AA} = \frac{195,3 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{154^4 - 150^4}{154}} \cdot 2,2 \quad (6.75)$$

$$\tau_{sA-A} = \mathbf{6,2 [MPa]}$$

kde:

$\alpha_{\tau AA}$ součinitel vrubu (koncentrace napětí) pro krut dle [3], str. 1115,

$$\text{obr. A-15-8 pro } \frac{r}{d} = \frac{0,5}{150} = 0,003 \text{ a } \frac{D}{d} = \frac{154}{150} = 1,02$$

Redukované napětí v průřezu A-A dle Guesta:

$$\sigma_{redA-A} = \sqrt{\sigma_{soA-A}^2 + 4 \cdot \tau_{sA-A}^2} = \sqrt{1,8^2 + 4 \cdot 6,2^2} \quad (6.76)$$

$$\sigma_{redA-A} = \mathbf{14,5 [MPa]}$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A:

$$k_{sA-A} = \frac{R_{e(C45)}}{\sigma_{redA-A}} = \frac{275}{14,5} \quad (6.77)$$

$$k_{sA-A} = 18,9 [-]$$

• DYNAMICKÁ KONTROLA HŘÍDELE:

Základní mez únavy v ohybu:

Podle literatury [4], platí pro hladký vzorek vztah:

$$\sigma_{c_o(C45)} = 0,49 \cdot R_{m(C45)} = 0,49 \cdot 560 \quad (6.78)$$

$$\sigma_{c_o(C45)} = \mathbf{274,4 [MPa]}$$

Vrubový součinitel v průřezu A-A:

Vrubový součinitel jsem stanovil podle metody Neuberovi dle literatury [4].

$$\beta_{A-A} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma AA} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{AA}}}} = 1 + \frac{2,6 - 1}{1 + \frac{\sqrt{0,38}}{\sqrt{0,5}}} \quad (6.79)$$

$$\beta_{A-A} = 1,85$$

kde:

\sqrt{A} Neuberova konstanta vrubové citlivosti [4]

ρ_{AA} Poloměr vrubu v průřezu A-A [4]

Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A:

$$\sigma_{c_o(C45)A-A}^* = \sigma_{c_o(C45)} \cdot \frac{\varepsilon_{vAA} \cdot \eta_{pAA}}{\beta_{A-A}} = 274,4 \cdot \frac{0,58 \cdot 0,84}{1,85} \quad (6.80)$$

$$\sigma_{c_o(C45)A-A}^* = 72,3 \text{ [MPa]}$$

kde:

ε_{vAA} Součinitel velikosti v průřezu A-A [4]

η_{pAA} Součinitel jakosti povrchu v průřezu A-A [4]

Amplituda napětí v průřezu A-A:

$$\sigma_{a_oA-A} = \frac{M_{o(A-A)}}{W_o} = \frac{M_{o(A-A)}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{21954}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{154^4 - 150^4}{154}} \quad (6.81)$$

$$\sigma_{a_oA-A} = 0,8 \text{ [MPa]}$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu A-A:

$$k_{d_{\sigma A-A}} = \frac{\sigma_{c_o(C45)A-A}^*}{\sigma_{a_oA-A}} = \frac{72,3}{0,8} \quad (6.82)$$

$$k_{d_{\sigma A-A}} = 90,3$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A:

$$k_{s_{\tau A-A}} = \frac{0,577 \cdot R_{e(C45)}}{\tau_{SA-A}} = \frac{0,577 \cdot 275}{6,2} \quad (6.83)$$

$$k_{s_{\tau A-A}} = 24,2$$

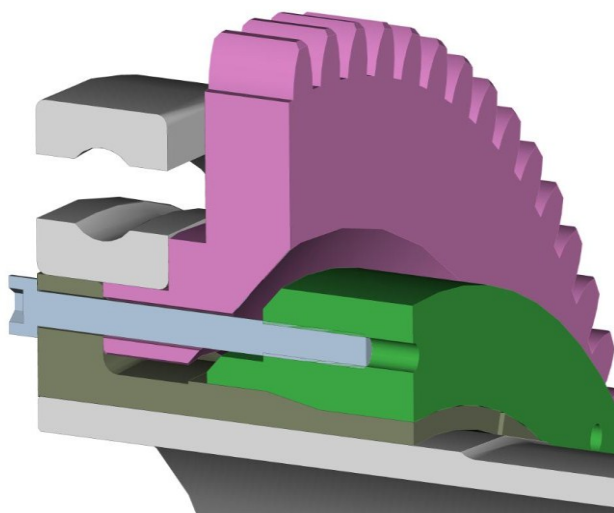
Výsledná bezpečnost v průřezu A-A:

$$k_{vA-A} = \frac{k_{d_{\sigma A-A}} \cdot k_{s_{\tau A-A}}}{\sqrt{k_{d_{\sigma A-A}}^2 + k_{s_{\tau A-A}}^2}} = \frac{90,3 \cdot 24,2}{\sqrt{90,3^2 + 24,2^2}} \quad (6.84)$$

$$k_{vA-A} = 19,7$$

Závěr:

Hřídel č. 3 ve zkoumaném kritickém místě A-A vyhovuje z hlediska statické i dynamické kontroly.

KONTROLA OTLAČENÍ HŘÍDELE V MÍSTĚ SVĚRNÉHO SPOJENÍ:**Obr. 6.22 Detail náboje**

Při zkoumání tohoto svěrného spoje vycházím z předpokladu, že simulujeme ideální stav, ve kterém jsou všechny šrouby současně předepnuty. Reálné deformace se mohou od výpočtu lišit, jelikož nelze zohlednit postupné deformování součástí při dotahování šroubů. Proto porovnáme deformace pouze mezi jednotlivými součástmi v našem případě mezi kleštinou a hřídelí. Zatížení je vyvozeno předpětím šroubů. Svěrná síla F_s , vnější průměr hřídele D_v , délka

svěrného spoje L_s , předepjatá osová síla F_o a předepsaný utahovací moment M_u jsou uvedeny v tabulce 6.6.

Tab. 6.6 Přehled veličin jednotlivých hřídelů

Hřídel č.	$F_s [N]$	$F_o [N]$	$M_u [Nm]$	$D_v [mm]$	$L_s [mm]$
1	69035	8629	9	184	60
2	69035	8629	9	172	60
3	69035	8629	9	160	60
4	69035	8629	9	148	60
5	92047	11506	12	136	60
6	92047	11506	12	124	60
7	92047	11506	12	112	60
8	107388	13424	14	100	60

Jako ukázkový příklad jsem zvolil hřídel č.8. Výsledky napětí a deformací u všech centrálních hřídelí jsem uvedl do tabulky 6.7.

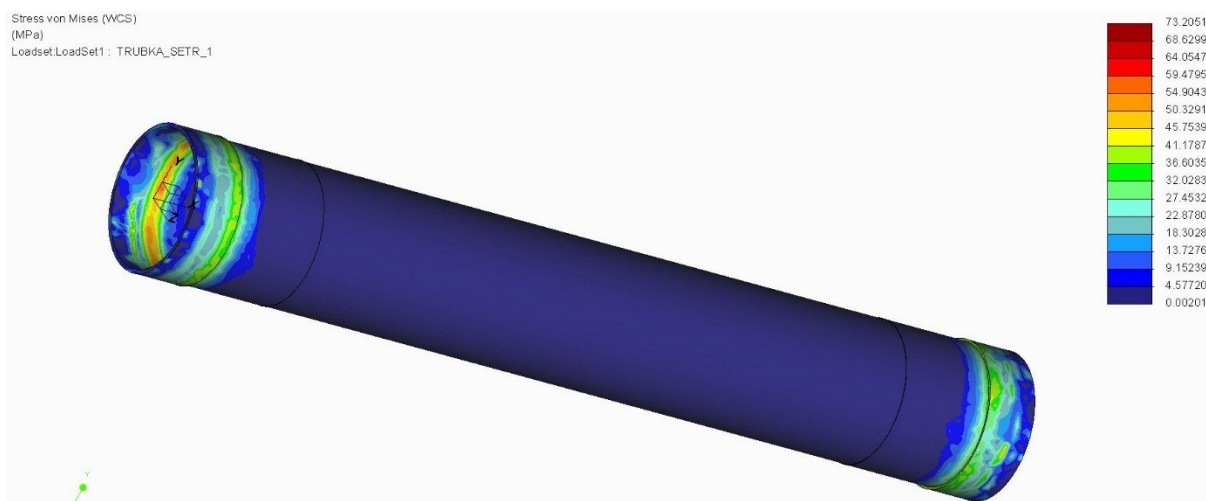
Výpočtový model pro hřídel č.8:



Obr. 6.23 Zatížení a okrajové podmínky hřídele

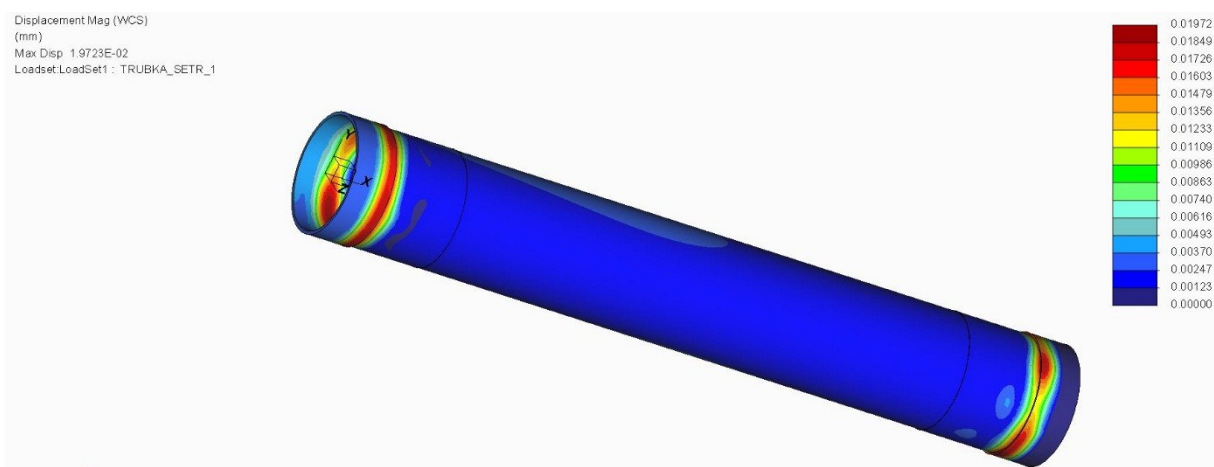
Výsledky analýzy:

- NAPĚTÍ



Obr. 6.24 Maximální napětí v místě sevření

- DEFORMACE



Obr. 6.25 Deformace hřídele v místě sevření

Tab. 6.7 Výsledky napětí a deformací u jednotlivých hřídelí

Hřídel č.	Kontaktní tlak p [MPa]	Napětí σ [MPa]	Deformace [mm]
1	3	73,2	0,019
2	4	73,5	0,019
3	4	73,1	0,017
4	4	73,8	0,015
5	6	93	0,020
6	7	102	0,022
7	8	105	0,026
8	10	85,4	0,019

Dovolené otláčení mezi hřídelí a kleštinou je dle literatury [2] $p_D = 210 \text{ MPa}$. Hřídele tedy v místě svěrného spojení splňují pevnostní podmínku a vyhovují.

PRŮHYB HŘÍDELÍ, NATOČENÍ POD OZUBENÝMI KOLY A LOŽISKY:

Průhyby hřídelí a natočení pod ozubenými koly a ložisky jsem stanovil pomocí programu MITCalc, pro všech 8 centrálních hřídelí. Do výpočtu je zahrnut dynamický součinitel $K_A = 1,5$.

Tab. 6.8 Přehled průhybů a natočení

Hřídel č.		LOŽISKO A	LOŽISKO B	KOLO 3	KOLO 2	y_{max}
1	PRŮHYB	0	0	0,0001	0,0002	0,005
	NATOČENÍ	0,0009	0,0009	0,0009	0,0009	
2	PRŮHYB	0	0	0,0002	0,0003	0,008
	NATOČENÍ	0,0012	0,0012	0,0012	0,0012	
3	PRŮHYB	0	0	0,0004	0,0005	0,014
	NATOČENÍ	0,0021	0,0022	0,0022	0,0021	
4	PRŮHYB	0	0	0,0004	0,0005	0,02
	NATOČENÍ	0,0025	0,0024	0,0025	0,0023	
5	PRŮHYB	0	0	0,0006	0,0008	0,03
	NATOČENÍ	0,0031	0,0031	0,0032	0,0031	
6	PRŮHYB	0	0	0,0009	0,001	0,04
	NATOČENÍ	0,0043	0,0043	0,0044	0,0043	
7	PRŮHYB	0	0	0,0013	0,0018	0,07
	NATOČENÍ	0,0066	0,0065	0,0065	0,0065	
8	PRŮHYB	0	0	0,0022	0,0032	0,14
	NATOČENÍ	0,0098	0,0097	0,0098	0,0097	

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení ozubeného kola 3 dle [3]:

$$\delta_{D_3} = \frac{m_n}{100} = \frac{4}{100} = \mathbf{0,04} \text{ [mm]} \quad (6.85)$$

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení ozubeného kola 2 dle [3]:

$$\delta_{D_2} = \frac{m_n}{100} = \frac{4}{100} = \mathbf{0,04} \text{ [mm]} \quad (6.86)$$

Dovolené natočení ozubených kol 2 a 3 dle [5]:

$$\varphi_{D_3} = \varphi_{D_2} = \mathbf{0,033} \text{ [°]} \quad (6.87)$$

Dovolené natočení kuličkových ložisek dle [3]:

$$\varphi_{D_L} = \mathbf{0,14} \text{ [°]} \quad (6.88)$$

Dovolený maximální průhyb hřídelí u obráběcích strojů dle [3]:

$$\delta_D = \frac{l}{5000} = \frac{2162}{5000} = \mathbf{0,42 \text{ [mm]}} \dots \text{ platí pro hřídel č.8, u které je největší} \quad (6.89)$$

maximální průhyb

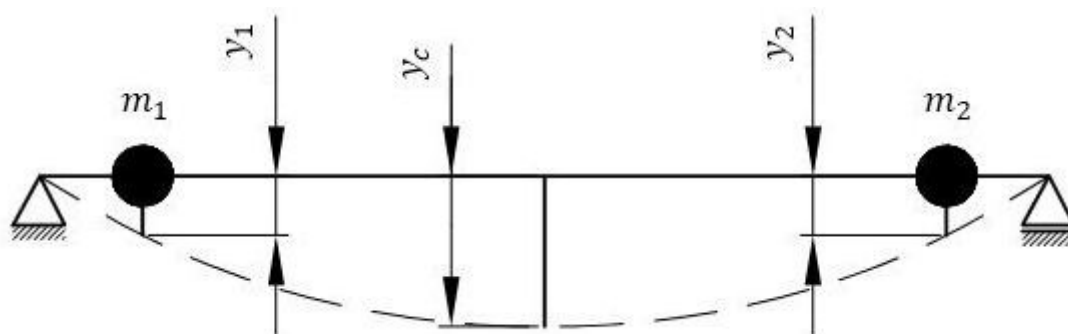
Ze vztahů 6.85 – 6.89 plyne, že ani jedna tato hodnota není menší než hodnoty v tabulce 6.8 a lze konstatovat, že upravené hřídele z hlediska deformací vyhovují.

6.2.3 Kontrola vlastních kmitů

Hřídel je díky svým pružným vlastnostem schopen kmitání, které vyvolají periodicky proměnná zatížení. Hřídel s hmotnými kotouči tvoří rotační soustavu. Souhlasí-li úhlová rychlost hřídele ω s kruhovou frekvencí vlastních kmitů soustavy Ω , pak nastává rezonance, při které dochází k velmi silnému kmitání a tím pádem k přidavnému dynamickému namáhání. Toto kmitání má za následek poruchy hřídelí (trvalá deformace, únavové lomy....). Pásmo kritických otáček je nutno při rozběhu stroje co nejrychleji překonat, aby se rezonance příliš nerozvinula. Při ustáleném běhu soustavy se požaduje, aby se úhlová rychlost hřídele ω v dostatečné míře lišila od vlastních kmitů Ω . Mluvíme o naladění soustavy.

Stanovení kritických otáček ze statického průhybu hřídele:

Hřídel je zatěžován náboji nesoucími ozubená kola, jak je patrné z Obr. 6.26. Tyto hmoty působící na hřídel způsobují statické průhyby. Z celkové hodnoty tohoto statického průhybu lze určit kritické otáčky.



Obr. 6.26 Schéma statických průhybů na hřídeli

Hmotné body m_1 a m_2 jsou pro každou hřídel jiné a jejich velikosti jsem uvedl do tabulky 6.9.

V tabulce je také vidět změna hmotnosti původních nábojů soustavy a vylehčených nábojů.

Tab. 6.9 Hmotnosti nábojů

Hřídel č.	Původní náboj $m_1 = m_2 [kg]$	Vylehčený náboj $m_1 = m_2 [kg]$
1	13,1	8,2
2	13,8	8,8
3	13,8	9,9
4	13,8	9,9
5	13,5	9,7
6	13,4	10,1
7	13,3	12
8	13,2	12,3

Statické průhyby pod jednotlivými koly a celkový statický průhyb jsem stanovil pomocí programu MitCalc a jejich výsledky jsem uvedl v tabulce 6.10.

Tab. 6.10 Přehled statických průhybů pod jednotlivými koly a celkový průhyb hřídelí

Hřídel č.	y_1	y_2	y_c
1	0,00011	0,00013	0,00275
2	0,00016	0,00019	0,00524
3	0,00021	0,00031	0,00913
4	0,00042	0,00051	0,01432
5	0,00061	0,00072	0,02251
6	0,00073	0,00111	0,03558
7	0,00112	0,00118	0,05785
8	0,00131	0,00206	0,09910

Výpočet kritických otáček:

$$n_{krit.} = 946 \cdot K \cdot \sqrt{\frac{1}{y_c}} [min^{-1}] \quad (6.90)$$

kde:

K součinitel uložení hřídele [-], pro náš případ $K=1$ (hřídel volně uložen v ložiskách)

Jako ukázkový výpočet provedu stanovení kritických otáček u hřídele č. 1 a č. 8. Všechny kritické otáčky jsou uvedeny v tabulce 6.11.

Kritické otáčky hřídele č. 1:

$$n_{krit.1} = 946 \cdot K \cdot \sqrt{\frac{1}{y_c}} \quad (6.91)$$

$$n_{krit.1} = 946 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,00275}}$$

$$n_{krit.1} = 18\,039 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Kritické otáčky hřídele č. 8:

$$n_{krit.8} = 946 \cdot K \cdot \sqrt{\frac{1}{y_c}} \quad (6.92)$$

$$n_{krit.8} = 946 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,09910}}$$

$$n_{krit.8} = 3\,005 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Tab. 6.11 Kritické otáčky jednotlivých hřídelí

Hřídel č.	$n_{krit.} \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$n_{krit0,8} = n_{krit.} \cdot 0,8$ podkritický provoz $\text{[min}^{-1}\text{]}$
1	18039	14431
2	13064	10451
3	9922	7938
4	7903	6322
5	6304	5043
6	5015	4012
7	3933	3162
8	3005	2404

Provozní otáčky hřídeli $n_2 = 2250 [min^{-1}]$ jsou stanoveny dle vzorce (6.13). Kritické otáčky hřídele č. 8 v podkritickém provozu mají vyšší hodnotu než provozní otáčky hřídele. Analytický výpočet nemusí být dostatečně přesný, proto jsem ověřil výpočet metodou MKP.

Stanovení kritických otáček pro hřídel č. 8 metodou MKP:

Při větším počtu hmot na hřídeli nastává poměrně složité kmitání. Kmity hřídele mají více vlastních frekvencí a jim odpovídající tvary kmitání. Proto je ověření metodou MKP na místě.

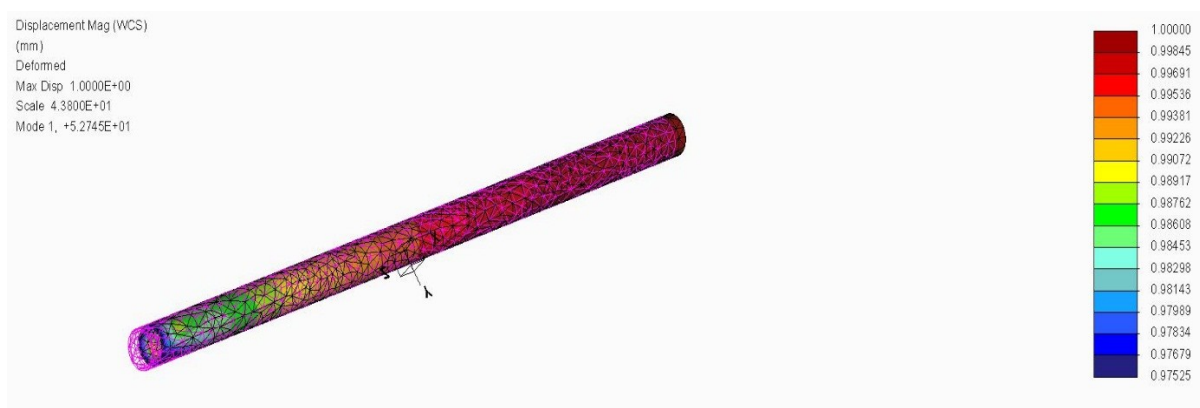
Tab. 6.12 Vlastní frekvence hřídele č. 8

Hřídel č.	Vlastní frekvence [Hz]			
8	52,7	80,14	80,25	197

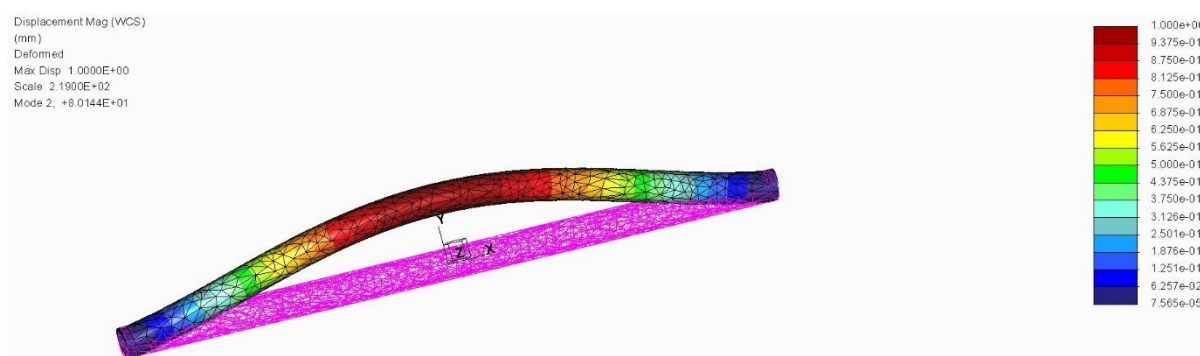
Hodnota první vlastní frekvence 52,7 Hz odpovídá přímo kritickým otáčkám. Po přepočtu na minuty:

$$n_{krit8(MKP)} = 52,7 \cdot 60 = 3162 [min^{-1}] \quad (6.93)$$

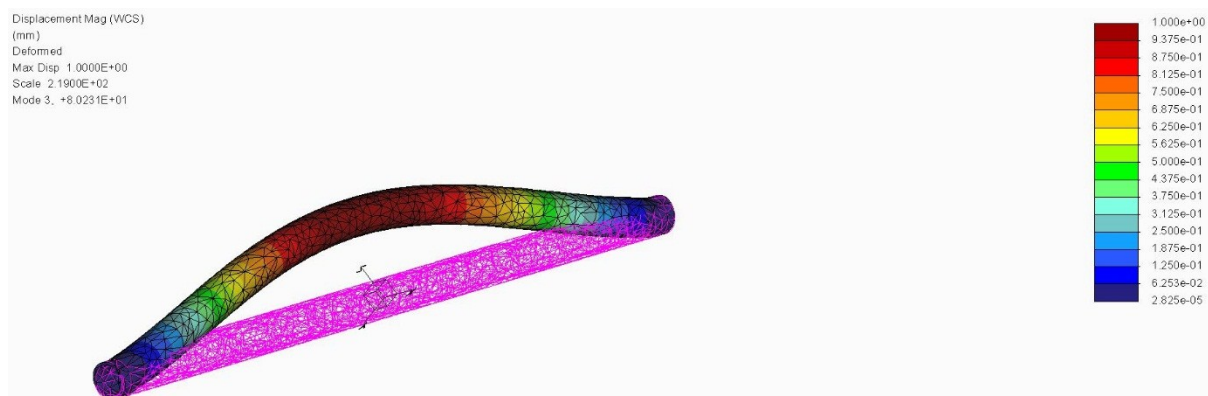
Tvary jednotlivých kmitů:



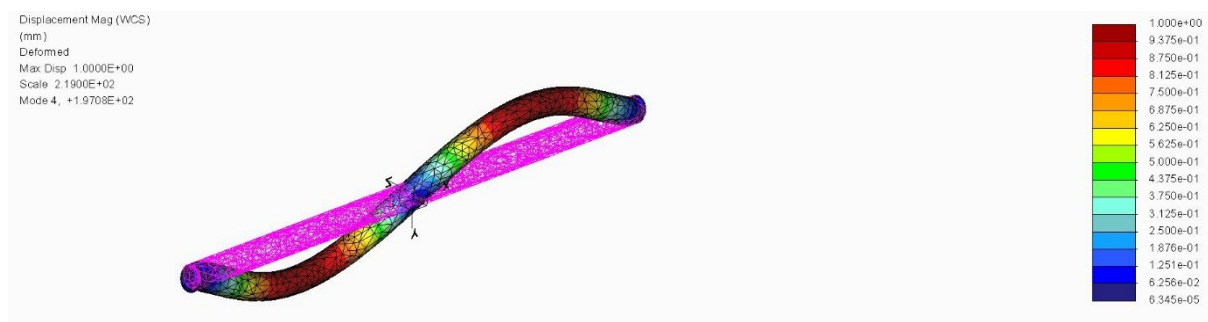
Obr. 6.27 První tvar kmitu 52,7 Hz



Obr. 6.28 Druhý tvar kmitu 80,14 Hz



Obr. 6.29 Třetí tvar kmitu 80,25 Hz



Obr. 6.30 Čtvrtý tvar kmitu 197 Hz

Závěr:

Výpočet provedený metodou konečných prvků je přesnější a podle toho lze soudit, že výpočet provedený analyticky je na bezpečné straně.

$$n_{krit0,8} < n_{krit8(MKP)} \quad (6.94)$$

$$2404 < 3162$$

Výpočet analytickou metodou považuji za správný. Vylehčená verze vyhovuje kontrole kritických otáček.

Porovnání kritických otáček vylehčené a původní verze:

Tab. 6.13 Porovnání původní verze a vylehčené z hlediska kritických otáček hřídelí

Hřídel č.	Původní verze		Vylehčená verze	
	$n_{krit.} [min^{-1}]$	$n_{krit0,8} = n_{krit.} \cdot 0,8$	$n_{krit.} [min^{-1}]$	$n_{krit0,8} = n_{krit.} \cdot 0,8$
1	18318	14654	18039	14431
2	13427	10742	13064	10451
3	10237	8189	9922	7938
4	7896	6316	7903	6322
5	6206	4965	6304	5043
6	4890	3912	5015	4012
7	3850	3080	3933	3162
8	2932	2345	3005	2404

Z tabulky plyne, že u hřídelí č. 8,7,6,5,4 došlo u vylehčené verze k nárůstu kritických otáček tím pádem ke zlepšení. U hřídelí 1,2 a 3 došlo ke zhoršení kritických otáček.

7. ZÁVĚR

Výsledkem práce je návrh přímého odměřování polohy vřeten vícevřetenového soustružnického automatu. Práce je doplněna o rozbor předpokládaného zlepšení přesnosti polohování oproti současnému řešení.

Ve výpočtové části byla provedena jako první kontrola svarů vodící hřídele. Dále byla provedena analýza pohonu vřeten, kde jsem se zabýval tokem krouticích momentů, výkonů a otáčkami. Byla provedena komplexní kontrola centrálních hřídelí, včetně stanovení statické a dynamické kontroly hřídelí, otláčení hřídelí v místě sevření od svěrných spojů a také průhyby hřídelí, natočení pod ozubenými koly a ložisky.

Posledním krokem byla kontrola centrálních hřídelí z hlediska kritických otáček. Kritické otáčky pro jednotlivé hřídele jsem stanovil ze statických průhybů a následně ověřil metodou MKP. Po ověření a ujasnění správnosti výpočtů jsem provedl porovnání kritických otáček u původní verze a verze vylehčené.

Cíle diplomové práce byly splněny.

Výkres sestavení a vybrané výrobní výkresy jsou přiloženy.

Poděkování:

Závěrem této práce bych rád poděkoval panu Ing. Jaroslavu Zemánkovi a doc. Ing. Zdeňkovi Foltovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky v průběhu zpracování diplomové práce. A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům za umožnění studia na Vysoké škole.

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ

- [1] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel.: *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] KALÁB, Květoslav.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.
- [5] BOLEK, A. a KOCHMAN, J. a kol.: *Části strojů – svazek I*. SNTL Praha, 1990.
- [6] MAREK, Jiří.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 04-221-82.
- [7] TAJMA-ZPS,a.s.: . [online]. 9.5.2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/>
- [8] MMP rûmyslové spektrum. . [online]. 9.5.2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [9] MAGNETICKÝ ENCODER. . [online]. 9.5.2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: http://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty-a-pouziti/uhlove-snimace/magneticke-modularni-snimace/erm-200-series/
- [10] KROUŽKOVÝ SBĚRAČ. . [online]. 9.5.2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.kwapil.cz/produkty/ltn/kroukove-sberace/index.php>
- [11] VUT BRNO, PŘEDNÁŠKY. . [online]. 9.5.2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/cv8/S108.pdf>

- [12] Jan Jeník, Bakalářská práce. . [online]. 10.5.2016 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=28911

9. PŘÍLOHY

Příloha A – *Výkresová dokumentace*

- Výkres sestavení – 928AS38B1 - (A1)
- Výrobní výkres – 867AR1240B6 - (A1)
- Výrobní výkres - 928A1701D1 - (A3)
- Výrobní výkres – 928A1702E1 - (A4)
- Výrobní výkres – 928A1703D1 – (A3)
- Výrobní výkres – 928A1704E1 – (A4)
- Výrobní výkres – 928AR1705D1 – (A3)
- Kusovník – 928AS38B1 – (A4)

Příloha B – *přiložené CD*